

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh chlazení pro okruh servořízení u vozidel TATRA 8x8 a 10x10

Design of Cooling System for a Power
Steering of TATRA Vehicle 8x8 and
10x10

Student:

Bc. Lukáš Marek

Osobní číslo:

MAR0548

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Kamil Fojtášek, Ph.D

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Marek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika
Téma: **Návrh chlazení pro okruh servořízení u vozidel TATRA 8x8 a 10x10**
Design of Cooling System for a Power Steering of TATRA Vehicle 8x8 and 10x10
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Vypracujte teoretický přehled zabývající se chlazením v mobilních hydraulických systémech, přehled výpočtů, typy chladičů, zaměření na servořízení.
- 2) Navrhněte alternativy řešení chlazení pro okruh servořízení vozidel s řízenou nápravou a bez řízené nápravy.
- 3) Pro vybraný případ navrhněte chlazení a zástavbu chladiče.

Seznam doporučené odborné literatury:


KOPÁČEK, J.: *Pohony a převody.*, Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2780-3.
PAVLOK, B.: *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2, Řídící prvky hydrostatických systémů, příslušenství hydrostatických obvodů.*, Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1827-6.
BAROŠKA, J.: *Hydrostatické mechanizmy.*, Žilina: Hydropneutech, 2012. ISBN 978-80-970897-2-6.
EXNER, H., FREITAG, R., GEIS, R., SCHWAB, P., OSTENDORFF, U., REIK, M., KEMPF, H.: *Hydraulics: basics principles and components.*, 3rd edition, Würzburg: Bosch Rexroth AG, Drive & Control Academy, 2011. The hydraulics trainer, volume 1. ISBN 978-3-9814879-3-0.
Odborné příspěvky a internetové zdroje zabývající se danou problematikou.

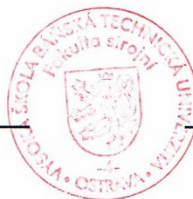
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

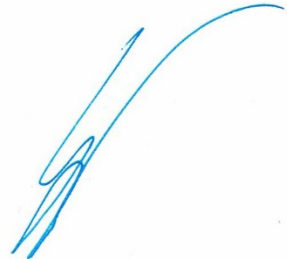
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Kamil Fojtášek, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020


doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech vozidla získaných od firmy TATRA TRUCKS a.s., Kopřivnice, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 18. května 2020


.....

Podpis studenta

Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této diplomové práce dle požadavků čl. 26, odst. 9
Studijního a zkušebního řádu pro studium v diplomových studijních programech VŠB-TU
Ostrava.

Spolupracující firma: TATRA TRUCKS a.s.

Jméno a příjmení oprávněné osoby: Ing. Lukáš Gelnar

V Ostravě dne 18. května 2020.



.....
Podpis oprávněné osoby

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce, s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, же podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna na Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020



Podpis studenta

Poděkování

Děkuji vedoucímu závěrečné práce Ing. Kamilu Fojtáškoví, Ph.D za trpělivost, věcné rady a připomínky k práci.

Anotace

MAREK, L. Návrh chlazení pro okruh servořízení u vozidel TATRA 8x8 a 10x10: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2020, 77 str. Vedoucí práce Ing. Kamil Fojtášek, Ph.D

Diplomová práce se zabývá chlazením servořízení nákladního automobilu Tatra v osmikolové verzi, s předními dvěma řízenými nápravami a desetikolové verzi, která je vybavena dvěma předními řiditelnými nápravami a jednou zadní řiditelnou nápravou. V diplomové práci je teoretický rozbor způsobů chlazení hydraulických systému, popsány veličiny související s tepelnou bilancí hydraulických systémů a navrženy možnosti teplotní stabilizace servořízení. Dále v praktické části jsou obsaženy výpočty k určení vhodného chladiče. Nakonec je navržena zástavba chladiče. K práci je přiložen výkres konstrukce, na které je chladič umístěn.

Anotation

MAREK, L. Design of Cooling System for a Power Steering of TATRA Vehicle 8x8 and 10x10: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Units, 2020, 77 p. Thesis head Ing. Kamil Fojtášek, Ph.D

The diploma thesis deals with the design of cooling for power steering systems for Tatra truck in eight-wheel version with two steerable axles and in ten-wheel version, which is equipped by two steerable axles and one rear steerable axle. In theses are described types of cooling the hydraulic systems, described physical quantities related to the heat balance of the circuit, then the possibilities of cooling are revealed and necessary calculations are included. The last part of thesis deals with creating the construction, where the cooler should be situated. The drawing of cooler holder is attached to the writing.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	12
Úvod	15
1 Prvky sloužící k regulaci teploty hydraulického systému	16
1.1 Chladiče	16
1.1.1 Vodní chladiče	16
1.1.2 Vzduchové chladiče	18
1.1.3 Chlazení mobilních strojů	19
1.1.4 Chlazení servořízení	20
1.2 Ohřívače	21
1.3 Nádrž	22
2 Pracovní kapaliny obvodu	24
2.1 Tepelná bilance hydraulického obvodu	28
2.2 Určení koeficientu prostupu tepla	29
3 Přehled výpočtů ztrátového výkonu systému	31
3.1 Výpočet celkového ztrátového výkonu systému z průběhu teploty	31
3.2 Výpočet ztrátových výkonů prvků hydraulického systému	31
3.3 Výpočet chladiče	33
4 Hydraulický obvod servořízení vozidel 10x10 a 8x8	34
4.1 Hydraulické schéma servořízení	36
5 Varianty řešení stabilizace teplot servořízení	38
5.1 Výměna pracovní kapaliny	38
5.2 Zařazení hydrogenerátorů s účinnější regulací	40
5.3 Zvětšení teplosměnné plochy nádrže	42
5.4 Výměna vodního chladiče za vzduchový chladič	43
6 Výpočet parametrů pro návrh vzduchového chladiče	44
7 Teplosměnná plocha systému	44
7.1 Výpočty teplosměnných ploch hydraulických prvků	44
7.2 Celková teplosměnná plocha	50
7.3 Hmotnosti všech částí hydraulického systému	50
7.3.1 Hmotnost hydraulického oleje	50
7.3.2 Hmotnosti kovových prvků	52

7.3.3	Hmotnosti hadic.....	53
8	Určení tepelných výkonů jednotlivých hydraulických prvků	54
8.1	Ztrátový výkon čerpadla hlavního okruhu.....	54
8.2	Ztrátový výkon hydrogenerátoru pro zadní řízení	56
8.3	Ztrátový výkon záložního čerpadla.....	57
8.3.1	Celkový ztrátový výkon	63
9	Určení koeficientů přestupu tepla různých částí systému	63
9.1	Koeficient prostupu tepla pro vedení kapaliny	64
9.2	Určení koeficientu prostupu tepla nádrže	66
9.3	Určení koeficientu prostupu tepla kovových prvků.....	66
10	Výpočet tepla odvedeného systémem	67
10.1	Vozidlo 10x10.....	67
10.2	Vozidlo 8x8.....	68
10.2.1	Celkové odvedené teplo systémem vozidla Tatra 8x8	69
11	Výpočet ustálené teploty systému bez chlazení	69
12	Návrh chladiče.....	70
12.1	Vozidlo Tatra 10x10	70
12.1.1	Výpočet ustálené teploty hydraulického obvodu vozidla 10x10	72
12.1.2	Ustálená teplota při zvýšeném zatížení vozidla.....	72
12.2	Vozidlo Tatra 8x8	73
12.2.1	Výpočet ustálené teploty hydraulického obvodu vozidla 8x8	74
13	Návrh zástavby chladiče pro vůz Tatra 10x10.....	74
14	Závěr.....	76
	Seznam literatury.....	78

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název veličiny	Jednotka
Φ	tepelný výkon	$[\text{J}\cdot\text{s}^{-1}]$
η_Q	průtoková účinnost hydrogenerátoru	$[-]$
η_{HM}	hydraulicko – mechanická účinnost	$[-]$
η_C	účinnost hydrogenerátoru	$[-]$
ρ	hustota	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
τ_t	tečné napětí	$[\text{Pa}]$
η	dynamická viskozita	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
τ	čas	$[\text{s}]$
α_1	součinitel přestupu tepla z vnitřní strany	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$
α_2	součinitel přestupu tepla z venkovní strany	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$
ξ	součinitel místní ztráty	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
ν	kinematická viskozita	$[\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}]$
λ	součinitel teplotní vodivosti	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
V	objem	$[\text{dm}^3]$
n	otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
Q	průtok	$[\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}]$
$Q_{\check{c}}$	skutečný průtok hydrogenerátoru	$[\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}]$
Q_t	teoretický průtok hydrogenerátoru	$[\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}]$
Q_{PV}	průtok přes pojistný ventil	$[\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}]$
m	hmotnost	$[\text{kg}]$
c	měrná tepelná kapacita	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
W	vnitřní energie	$[\text{J}]$
t	teplota	$[\text{°C}]$

v	rychlost proudění	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
k	koeficient prostupu tepla	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$
S	teplosměnná plocha	$[\text{m}^2]$
T	časová konstanta	$[\text{s}]$
t_0	teplota okolí	$[\text{°C}]$
t_{ust}	teplota ustálená	$[\text{°C}]$
d_1	vnitřní průměr potrubí	$[\text{m}]$
d_2	vnější průměr potrubí	$[\text{m}]$
s	tloušťka materiálu	$[\text{m}]$
λ	součinitel teplotní vodivosti	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
c	měrná tepelná kapacita	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
t_s	teplota systému	$[\text{°C}]$
t_{ok}	teplota okolí	$[\text{°C}]$
t_{dop}	doporučená teplota	$[\text{°C}]$
Δt	změna teploty	$[\text{°C}]$
c_k	měrná tepelná kapacita kapaliny	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
c_{KP}	měrná tepelná kapacita kovu	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
c_o	měrná tepelná kapacita oleje	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
ρ_k	hustota kapaliny	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
$P_{\text{ZŠV}}$	ztrátový výkon na škrticím ventilu	$[\text{W}]$
P_{ZPV}	ztrátový výkon na pojistném ventilu	$[\text{W}]$
P_{ZHG}	ztrátový výkon hydrogenerátoru	$[\text{W}]$
P_{ZC}	celkový ztrátový výkon	$[\text{W}]$
P_{CH}	výkon chladiče	$[\text{W}]$
P_{CHM}	měrný výkon chladiče	$[\text{kW}]$
P_{Z}	ztrátový výkon	$[\text{W}]$
P_{S}	odvod tepla systémem	$[\text{W}]$

$\Delta p_{\text{šv}}$	tlaková ztráta na škrticím ventilu	[Pa]
Δp_{zt}	tlaková ztráta	[Pa]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
d	průměr potrubí	[m]
l	délka potrubí	[m]
b	opravný součinitel	[-]
S_N	teplosměnná plocha nádrže	[m ²]
S_{ST}	plocha spojovací trubky	[m ²]
$S_{\text{č}}$	teplosměnná plocha čerpadla	[m ²]
S_{TF}	teplosměnná plocha tlakového filtru	[m ²]
S_A	teplosměnná plocha akumulátoru	[m ²]
S_{PV}	teplosměnná plocha pojistného ventilu	[m ²]
S_{PLM}	teplosměnná plocha lineárního hydromotoru	[m ²]
L_{OH}	délka odpadní hadice	[m]
L_{SH}	délka sací hadice	[m]
L_{TH}	délka tlakové hadice	[m]
L_P	délka potrubí	[m]
V_G	geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]

index 1 značí vozidlo 10x10

index 2 značí vozidlo 8x8

Úvod

Předmětem práce bude návrh chlazení servořízení nákladního automobilu Tatra, a to pro dvě provedení, pro osmikolové vozidlo 8x8, se dvěma předními říditelnými nápravami, a pro desetikolové vozidlo 10x10, vybavené navíc zadní říditelnou nápravou. Tato vozidla mají vysoký výkon servořízení, což vyžaduje řešení problematiky přehřívání systému a tedy regulaci teploty pracovní kapaliny.

V současné době je chlazení pracovní kapaliny servořízení řešeno pomocí výměníku olej/voda, kdy je chladicí kapalina přivedena z chladicího okruhu motoru. Tento způsob zaručí určitou teplotní stabilizaci systému, avšak ustálená teplota systému je příliš vysoká. V kombinaci s použitím hydraulického oleje pro běžné teploty dosahuje viskozita oleje velmi nízkých hodnot, což zvyšuje průtočné ztráty systému a snižuje funkčnost škrticích prvků. Vysoká teplota navíc může způsobit závadu na elektronice.

V úvodní části práce budou popsány prvky podílející se na regulaci pracovní kapaliny, jako jsou zejména chladiče, ohřivače a hydraulické nádrže. Dále se budu zabývat vlastnostmi a použitím pracovních kapalin hydraulických obvodů a blíže popíšu tepelnou bilanci obvodu a veličiny s tím související, veškerá problematika bude blíže zaměřena na mobilní stroje a servořízení.

Další, praktická část se bude věnovat návrhům různých možností chlazení a úprav hydraulických obvodů. Také bude nutné zjistit potřebné hodnoty veličin potřebných pro správný návrh chlazení. Tyto veličiny se podílející se na tepelné bilanci systému, jsou ztrátový výkon systému, koeficient prostupu tepla, teplosměnná plocha obvodu a další. Je také nutné vytvořit hydraulické schémata servořízení pro obě vozidla.

Po určení nejvhodnějších prvků budou vytvořeny předpokládané průběhy závislosti teploty oleje na čase a určena ustálená teplota systému. Práce bude zakončena návrhem zástavby pro vybraný chladič, tedy výběr vhodného místa pro chladič a návrh konstrukce uchycení chladiče, včetně výkresu uchycení.

1 Prvky sloužící k regulaci teploty hydraulického systému

Udržování teploty, a tím i optimální viskozity kapaliny, je zapotřebí kvůli správné funkci a udržení maximální účinnosti hydraulických prvků. Prodlužuje se tím také životnost hydraulických kapalin, kapalinou bývá totiž nejčastěji hydraulický olej, který při vysokých teplotách rychleji stárne, neboli oxiduje. Příliš nízká viskozita pracovní kapaliny způsobuje zvětšení průtokových ztrát lekážemi a také zhoršuje mazací schopnosti oleje. Při nízkých teplotách a tedy vysoké viskozitě dochází ke kavitaci v hydrogenerátorech, dále pak ke zvýšení ztrát třením ve vedeních a zvýšení tlakových místních ztrát v místech škrcení kapaliny. Hydraulické prvky, které jsou primárně určeny k regulaci teploty systému jsou chladiče a ohřívače kapaliny, na tepelné výměně se však podílejí všechny prvky hydraulického obvodu, nejvíce hydraulická nádrž.

1.1 Chladiče

Používají se častěji v obvodech, kde je vyšší ztrátový výkon, který se přeměňuje na teplo a zároveň menší objem kapaliny v obvodu. Teplo je přirozeně odváděno nádrží i ostatními prvky systému. Teplota oleje se zvyšuje až do doby, kdy se vyrovná teplo systémem vytvořené a odvedené. Pokud se teplota vyšplhá nad mez, která je potřebná pro správný chod hydraulického systému, je potřeba zařadit do obvodu chladič, který zvýší teplosměnnou plochu a koeficient přestupu tepla, čímž se zvýší chladicí výkon obvodu. Podle chladicího média chladiče dělíme na vodní a vzduchové. ²

1.1.1 Vodní chladiče

Vodní chladiče k odvedení tepla využívají chladicí kapalinu proudící chladičem. Chladicí kapalina by měla mít konstantní teplotu, pokud se chladicí kapalina otepluje, je nutné ji chladit vzduchovým chladičem, jinak se snižuje chladicí výkon. Vodní chladiče bývají menší ve srovnání se vzduchovými, mají také vyšší chladicí výkon, to je způsobeno podstatně vyšším koeficientem přestupu tepla do vody a vyšším teplotním spádem mezi chlazeným a chladicím médiem. Vodní chladiče mají stálý chladicí výkon i při změně okolní teploty a také neoteplují okolní prostor. Jsou tišší, protože nemají ventilátor. Oproti vzduchovým potřebují přívod chladicí vody a nevýhodou je také možnost náhlé kontaminace hydraulické kapaliny a chladicí kapalinou a opačně. Chladicí kapalina kromě vody obsahuje přísady snižující korozi, tvorbu kalů a snižující teplotu tuhnutí vody. Konstrukce vodních chladičů jsou nejčastěji deskové a trubkové, v některých případech jimi však může proudit i plyn. ¹

Výhody vodních chladičů:

Vysoký chladicí výkon

Malé rozměry

Nižší cena

Nevýhody:

Koroze

Hrozí kontaminace obvodu vodou a opačně

Nutnost přívodu chladicí kapaliny

Deskové

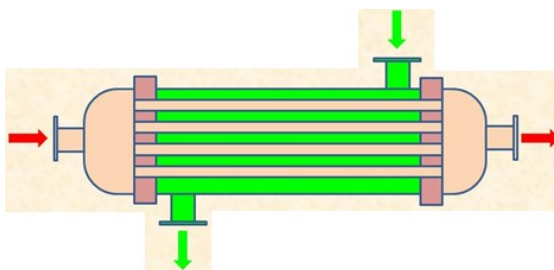
Jsou používány pro nižší chladicí výkony než trubkové, mají nejvyšší účinnost ze všech výměníků tepla. Chladiče se skládají z několika desek, mezi kterými protéká olej a chlazená kapalina. Vnitřní desky jsou vždy obtékány z jedné strany chladicí kapalinou a z druhé strany olejem. Jsou vyrobeny většinou z nerez, pájené mědí, pro agresivní látky pájené niklem, nebo šroubované, počet desek je tedy možné změnit a tím změnit výkon chladiče. Pokud je médiem mořská voda, vyrábí se z titanu. Výrobci se často snaží dosahovat turbulentního proudění kapalin, kvůli zvýšení tepelné výměny a zabránění tvorbě usazenin. Výhodou je malý zástavný prostor.⁹



Obr. 1 - Deskový výměník⁹

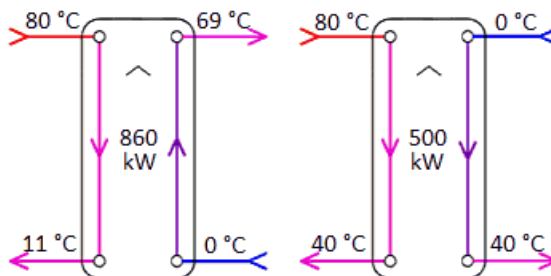
Trubkové

Jsou konstruované z vinutých trubek, kterými proudí chlazené médium, trubky jsou umístěny v nádrži, kterou protéká chladicí kapalina, nebo z rovných trubek, které jsou v nádobě s přepážkami. Plášť a trubky bývají často vyrobeny z nerez. Používají se hlavně v průmyslu, o výkonu až stovek kilowatt. Vyrábí se ze stejných materiálů jako deskové chladiče.



Obr. 2 - Trubkový chladič¹⁰

U trubkových a deskových výměníků navíc rozlišujeme, zda kapaliny v chladiči proudí proti sobě nebo stejným směrem. Nazýváme je tedy souproudé a protiproudé tepelné výměníky. Protiproudé zapojení má značně vyšší chladicí výkon, a to až o 70 %.¹



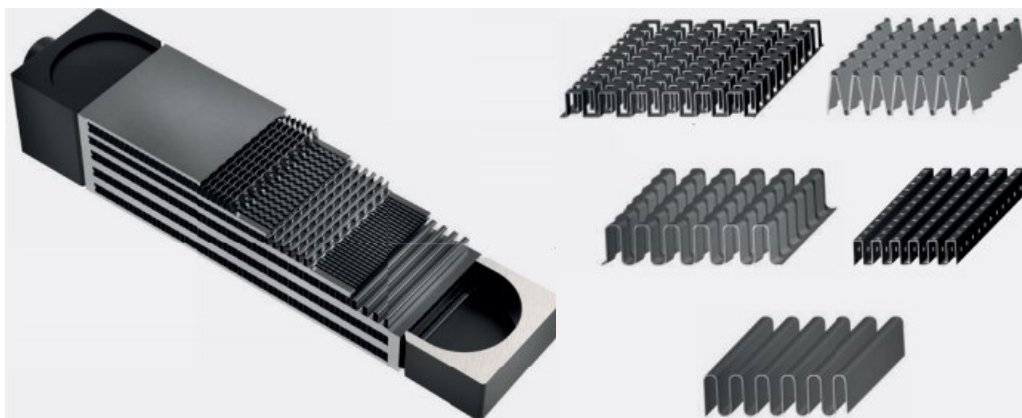
Obr. 3 - Souproudé a protiproudé zapojení¹¹

1.1.2 Vzduchové chladiče

Chladícím médiem je vzduch proudící mezi žebrovanými lamelami, kterými protéká chlazená kapalina. Nucený proud vzduchu zajišťuje ventilátor, který bývá umístěn za chladičem. Za ventilátorem je umístěn motor, který pohání větrák. Běžně se vyrábí o výkonu od 1 do 300 kW. Jsou vyráběny z hliníku kvůli jeho dobré tepelné vodivosti. Chladicí výkon je úměrný rozdílu teplot okolního vzduchu a ochlazeného oleje a také rychlosti proudění vzduchu, proto bývá chladič umístěn na dobře větrané místo, kvůli průchodu vzduchu.⁴

Konstrukce tepelného výměníku vzduchového chladiče

Tělo výměníku bývá hliníkové. Přívod oleje bývá shora, ochlazený olej potom odtéká spodním otvorem na opačné straně chladiče pro rovnoměrný průtok kapaliny. Mezi lamelami, v místě, kde proudí vzduch, jsou velmi tenké žebra, která odvádí teplo z lamel. Mohou být různých tvarů, tvar se vybírá podle použití, jejich přítomnost podstatně zvyšuje účinnou plochu chladiče.²



Obr. 4 - Detail výměníku a tvary žebrování¹²

Výhody vzduchových chladičů:

Jednoduchá instalace a údržba

Nízké náklady na provoz

Nevýhody:

Hlučnost

Větší zástavbový prostor

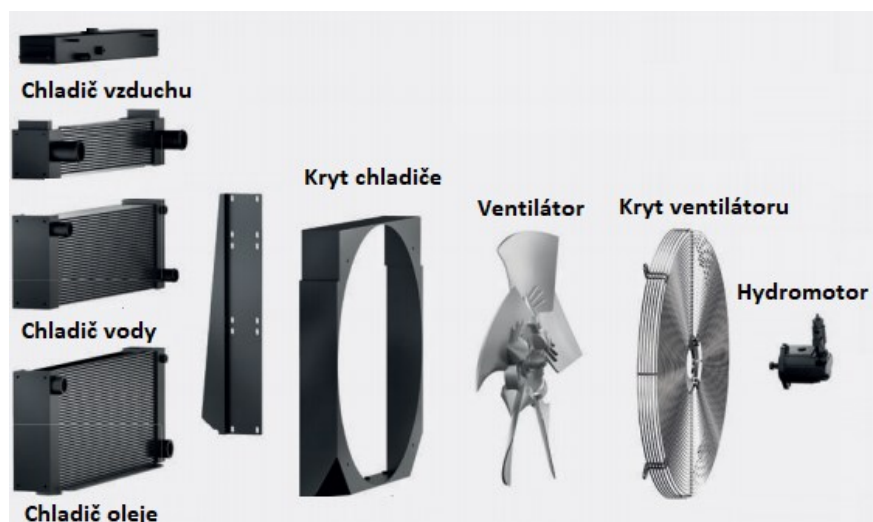
Oteplují okolní prostor

1.1.3 Chlazení mobilních strojů

Mobilní stroje jsou nejčastěji chlazeny vzduchovým chladičem, ovšem jsou případy, jako je chlazení motoru, kdy je motor chlazen vodou a ta následně ochlazována vzduchovým chladičem, dalším případem je chlazení převodovky, kde jde primárně o udržení stálé teploty oleje. Chlazeny bývají často pracovní hydrauliky u strojů, jako jsou bagry, buldozery, exkavátory, různé jeřáby, dále různé lesní a zemědělské stroje. Chlazení mohou vyžadovat také převodovky nebo řízení. Nutnost chlazení mobilních strojů je nepochybně ovlivněna okolní teplotou.

Moderní kombinované chladiče mohou mít více chladících okruhů, navíc s různým chlazeným médiem, může to být olej, voda, palivo a vzduch, většinou vzduch proudící

z turbokompresoru. Pro pohon ventilátoru se používá elektromotor, voltáž elektromotoru u stacionárních aplikací bývá různá, nejčastěji 230 a 400 V střídavého napětí. U mobilních strojů to může být hydromotor, poháněný tlakovou kapalinou chlazeného okruhu, nebo elektromotor na 12 nebo 24 V stejnosměrného napětí.¹⁶



Obr. 5 Rozložený kombinovaný vzduchový chladič¹²

Chladič lze doplnit termostatem, který ho uvede do provozu při nastavené teplotě nebo uvádí do chodu ventilátor. Velikost otáček může být navíc regulována, kvůli hospodárnosti a regulaci výkonu chladiče. Dále bývá chladič vybaven obtokovým tlakovým ventilem, který má zabránit roztržení chladiče tlakem kapaliny. Výrobci nabízí vysoké možnosti konfigurace chladičů a různé softwary pro zákazníky pro výběr správného chladiče.

1.1.4 Chlazení servořízení

Je vyžadováno u mobilních zařízení s vysokým výkonem servořízení, potřebný výkon posilovače zvyšuje vysoké tíhové zatížení natáčecích náprav, velikost kol a počet natáčecích náprav. Vzhledem k tomu, že potřebný chladicí výkon je nízký, používají se pouze jednoduché tepelné výměníky bez ventilátoru nebo vzduchové chladiče o výkonu do 1 kW.

Nákladní automobily bývají vybaveny nejčastěji neregulačním čerpadlem napojeném na rozvod motoru. Toto čerpadlo dodává tlakovou kapalinu do primárního okruhu servořízení. Pokud je vozidlo vybaveno dvěma a více řiditelnými nápravami, průtok z čerpadla je buď rozdělen děličem průtoku mezi přední a zadní řiditelnou nápravu, nebo má zadní řízení další čerpadlo. V systému řízení musí být navíc záložní čerpadlo, pro

zabezpečení funkce řízení při zhasnutí motoru. Jelikož jsou otáčky motoru proměnné, je průtok čerpadel regulován třicestným regulátorem průtoku pro dosažení konstantního průtoku do monobloku řízení, čímž je zajištěn plynulý chod posilovače, který je nezávislý na otáčkách motoru a rychlosti vozidla. Neregulační zubová nebo lamelová čerpadla, tedy jejich třicestný regulátor průtoku jsou hlavním zdrojem ztrátového výkonu systému řízení a v kombinaci s malou nádrží pracovní kapaliny mohou zapříčinit přehřívání systému. Běžné nákladní automobily s jednou přední řízenou nápravou při normálních teplotních podmínkách obvykle nebývají vybaveny chladičem, ani ohřívačem kapaliny servořízení. Při výbavě zadním řízením narůstá ztráta vlivem děliče průtoku nebo nutnosti dalšího čerpadla, avšak vyšší počet a délka hadic a větší hydraulická nádrž zvětšují teplosměnnou plochu hydraulického systému, což způsobuje větší odvod tepla. V případě nákladního automobilu vybaveného dvěma a více předními říditelnými nápravami je nutnost použití většího monobloku řízení i čerpadla, které generují více ztrátového výkonu a je tedy často nutnost chlazení.

V současnosti výrobci řízení pro nákladní automobily pomalu přechází k lamelovým čerpadlům regulovaným změnou jejich geometrického objemu. Tento systém regulace výrazně snižuje ztrátový, neboli tepelný výkon systému a také spotřebu paliva.



Obr. 6 - Chladič servořízení ¹³

1.2 Ohřivače

Ohřev oleje je potřeba při nízkých teplotách oleje za účelem snížení jeho viskozity. Příliš vysoká viskozita oleje totiž může způsobit kavitaci nebo nenasátí oleje hydrogenerátorem. Nejčastěji se používá ponorné vyhřívací těleso na elektřinu, které se umísťuje přímo do nádrže, další možnost je použití topných kabelů na vnitřních stranách stěn nádrže nebo ohřívací hadice s topnými kabely, kterou protéká ohříváná kapalina. Výkon ohřivače bývá vztažen na kubický centimetr plochy topného tělesa, potom hovoříme o měrném výkonu. Měrný výkon by neměl přesáhnout $2 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ při nuceném obtékání tělesa rychlostí $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a $0,7 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ při volném obtékání olejem, aby nedošlo k připalování oleje. Při nutnosti vyššího ohřívacího výkonu se používá průtokový ohřivač umístěný v trubce, která obvykle bývá součástí samostatného obvodu pro filtraci a

stabilizaci teploty. Další možností ohřevu oleje hydraulického systému je přepouštění kapaliny přes přepouštěcí ventil, kdy průchodem přes ventil vzniká teplo.²



Obr.7 – Topné těleso¹⁷

1.3 Nádrž

Velikost nádrže má podstatný vliv na míru tepla odvedeného z pracovní kapaliny, snižuje tak potřebnou velikost chladiče. Nádrž kromě toho zásobuje hydraulický systém pracovní kapalinou, filtruje a odlučuje vzduch z kapaliny. Velikost nádrže by měla být ideálně co největší, je ovšem limitována cenou nádrže a kapaliny a hlavně u mobilních strojů zástavným prostorem nádrže. Jako teplosměnná plocha nádrže se počítá pouze plocha, která je v přímém kontaktu s kapalinou. Teplosměnnou plochu je možné podstatně zvýšit žebrováním nádrže z venkovní strany. Hydraulická nádrž by měla být umístěna na podstavci tak, aby dno nádrže nebylo v kontaktu se zemí, kvůli lepšímu odvodu tepla. Velikost nádrže se obvykle volí podle průtoku hydrogenerátorů odebírající kapalinu z nádrže.

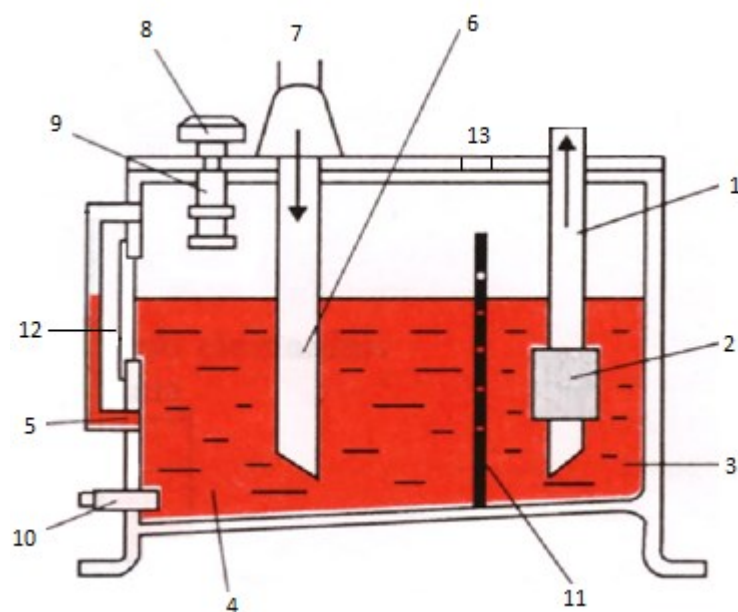
Objem nádrže se volí podle vzorce

$$V = n \cdot Q \quad [\text{dm}^3] \quad (1)$$

kde Q je průtok čerpadla [dm^3/min]

$n = 3 - 5$ pro stacionární stroje, $n = 1$ pro mobilní stroje

Při návrhu nádrže je nutné vždy provést také tepelný výpočet hydraulického obvodu²



1 – sací potrubí, 2 – sací filtr, 3 – sací komora, 4 – odpadní komora, 5 – indikátor hladiny, 6 – odpadní potrubí, 7 – odpadní filtr, 8 – napouštěcí otvor, 9 – filtr pro napouštění, 10 – vypouštěcí otvor, 11 – dělicí stěna, 12 – víko pro čištění

Obr. 8 - Hydraulická nádrž⁸

Nádrž servořízení

Výrobu nádrží servořízení obvykle zajišťují výrobci servořízení. Nádrže nejčastěji bývají plastové a o malém objemu, ten se u nádrží pro nákladní automobily pohybuje kolem tří litrů, jelikož je potřeba brát ohled na malý zástavný prostor, menší množství oleje se navíc rychleji ohřeje na provozní teplotu. Konstrukce je jednodušší než u nádrží pro stacionární systémy. Otvor pro přívod kapaliny bývá v horní části, sací otvor ve dně nádrže. Před sacím otvorem bývá umístěn sací filtr nebo sací koš, často mají ochranu proti přetlakování. U malých nádrží musí být počítáno se změnou objemu tekutiny v nádrži, zejména při použití dvojčinných lineárních motorů s jednostrannou pístní tyčí.



Obr. 9 - Nádrž pro servořízení¹⁴

2 Pracovní kapaliny obvodu

Pracovní kapalina je nepostradatelným prvkem každého hydraulického systému a její kvalita má velký vliv na chod a životnost systému.

Hlavními funkcemi pracovních kapalin jsou

- přenášet tlakovou energii.
- přenášet řídicí signál nebo informaci
- zabezpečit mazání pracovních prvků obvodu jako jsou hydromotory, hydrogenerátory, ložiska, ventily a další
- ochrana proti korozi
- odvod nečistot vzniklých v obvodu
- odvod tepla vznikajícího v samotné kapalině nebo v jiných prvcích

Druhy a značení hydraulických kapalin podle normy ISO

- minerální oleje
 - H – minerální oleje bez aditiv
 - HL – minerální oleje s aditivy proti korozi a stárnutí
 - HLP (HM) – proti HL navíc aditiva proti opotřebování
 - HV – minerální oleje s vysokým viskózním indexem
 - HLP-D – minerální oleje s přísadami k uvolňování usazenin a nečistot
- těžkozápalné kapaliny
 - HFA – emulze oleje ve vodě
 - HFB – emulze vody v oleji
 - HFC – vodní roztoky polyglykolů
 - HFD – syntetické kapaliny bez obsahu vody
- ekologické kapaliny
 - HTG – rostlinný olej
 - HPG – kapaliny na bázi polyglykolu bez obsahu vody
 - HT – kapaliny na bázi esteru

U hydraulických olejů určujeme několik parametrů, podle těchto parametrů rozlišujeme použití oleje. Nejdůležitější parametry hydraulických kapalin bývají uvedené v technickém listu produktu. Jsou to viskozita při 40°C a 100°C, viskózní index, hustota, bod vzplanutí a bod tuhnutí další důležité parametry jsou měrná tepelná kapacita, objemová stlačitelnost, teplotní roztažnost, mazací schopnost, odolnost vůči oxidaci, pěnivost, schopnost odlučovat vodu a další. Některé z vlastností jsou dále blíže specifikovány.

Hustota

Neboli měrná hmotnost se pohybuje obvykle mezi 850 až 890 kg·m³ pro hydraulický olej a 1000 kg·m³ pro vodu, syntetické kapaliny až 1400 m³ při teplotě 15°C. Hustotu je potřebné zohlednit při návrhu sání. Závisí na teplotě a tlaku kapaliny, vyšší viskozita kapaliny je žádoucí, jelikož takový olej lépe přenáší výkon.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2)$$

kde m – hmotnost kapaliny [kg]

V – objem kapaliny [m³]²

Bod vzplanutí

Je teplota, při které dojde ke vznícení hořlavých par z oleje při přiblížení plamene, ale ne ke vznícení samotné kapaliny. S vyšším bodem vzplanutí se odvíjí vyšší bezpečnost systému a maximální pracovní teplota oleje. Obvyklá teplota vzplanutí hydraulických kapalin bývá od 150 do 250 °C.⁵

Bod tuhnutí

Některé látky jako oleje se na rozdíl od vody vyznačují postupným tuhnutím, kdy viskozita kapalina se snižující se teplotou klesá k hodnotám, kdy kapalina přestává téct. Na teplotu tuhnutí má vliv parafin obsažený v minerálních olejích, u těchto olejů je teplota tuhnutí kolem -35 °C, syntetické oleje mají teplotu tuhnutí obecně nižší. Výrobci hydrogenerátorů obvykle uvádí tzv. startovací viskozitu oleje, která obvykle bývá při teplotě o 8 °C vyšší než je bod tuhnutí oleje.

Měrná tepelná kapacita

Udává množství tepla, jaké je potřebné pro ohřátí 1 kilogramu kapaliny o 1 °C. Má vliv na velikost oteplovací a ochlazovací časové konstanty T , tedy na rychlost ohřívání a ochlazování pracovního systému.

$$c = \frac{dW}{m \cdot dT} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (3)$$

kde dW – změna vnitřní energie látky [J]

dT – změna teploty [°C]

m – hmotnost látky [kg]⁸

Viskozita

Viskozita určuje míru vnitřního tření neboli tekutost kapaliny. Při proudění kapaliny má viskozita vliv na tvar proudového pole, na působení sil kapaliny na stěny a na přestup tepla. S rostoucí viskozitou se snižuje tloušťka mazacího filmu a snižují se tlakové ztráty v systému. Měří se viskozimetrem, přesně stanoveným postupem. Ideální kapalina má nulovou viskozitu, kapaliny s nenulovou viskozitou označujeme jako vazké nebo viskózní kapaliny.

Newtonův vztah mezi tečným napětím v kapalině a dynamickou viskozitou kapaliny

$$\tau = \eta \frac{dv}{dx} \quad [\text{Pa}] \quad (4)$$

kde τ – tečné napětí v tekutině [Pa]

η – dynamická viskozita tekutiny [Pa·s]

v - rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

x – souřadnice ve směru kolmém na směr proudění [m]

Vztah pro výpočet kinematické viskozity

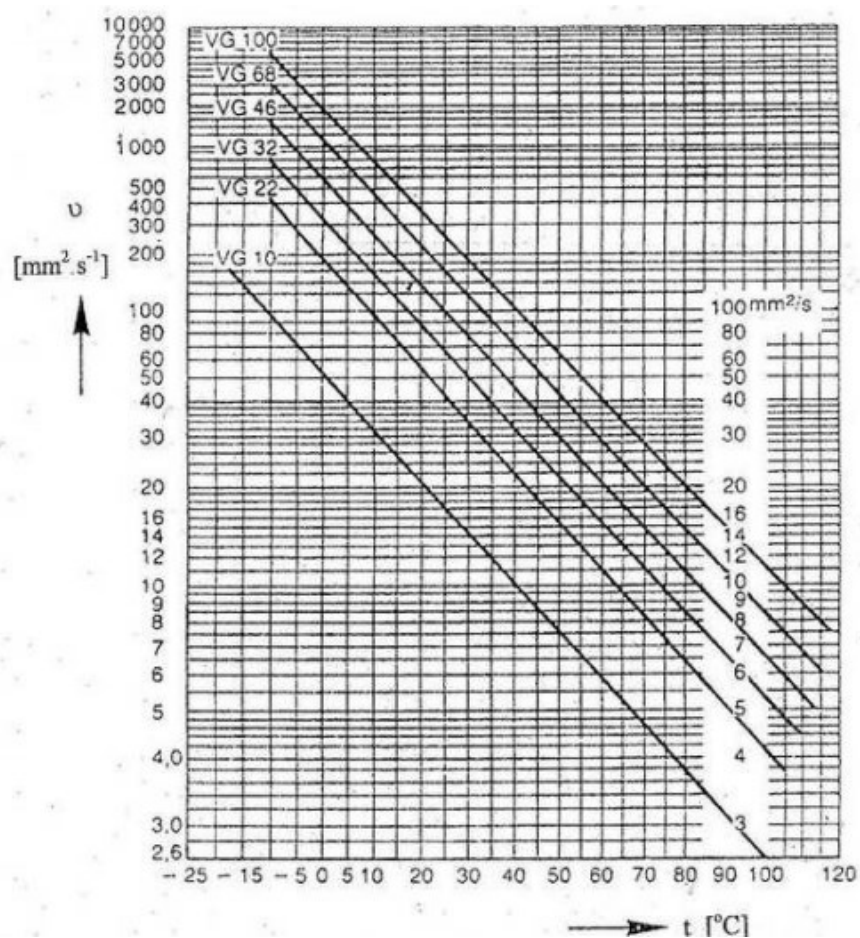
$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5)$$

kde ρ je hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

V praxi se kinematická viskozita často udává v jednotce Stoke, $1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Závislost viskozity na teplotě udává viskózní křivka, ta bývá uvedena v technickém listu kapaliny. Stanovení viskózní křivky se provádí experimentálně. Oleje jsou podle viskozity rozděleny do viskózních tříd, podle normy ISO známe viskózní třídy průmyslových nebo hydraulických olejů označené VG, následuje číslo udávající kinematickou viskozitu oleje při teplotě 40°C , převodové a motorové oleje bývají obvykle označovány podle normy SAE.

Míru závislosti viskozity na teplotě udává viskózní index. Kapaliny s vyšším viskózním indexem mají plošší viskózní křivku. Hydraulické oleje mívají viskózní index vyšší než 90, závisí na chemickém složení olejů. ²



Obr. 10 - Viskózní křivky nejpoužívanějších viskózních tříd olejů ¹

Doporučená viskozita oleje s vysokým viskózním indexem pro hydraulický systém a tomu odpovídající teplota hydraulického oleje ⁵

Tabulka 1 – Hodnoty doporučených viskozit a teplot pro hydraulické kapaliny

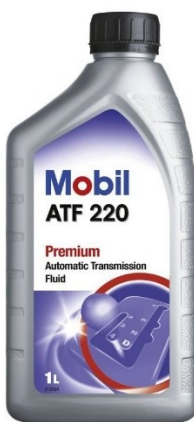
	viskozita	HV 32	HV 46
Jednotka	[mm ² ·s ⁻¹]	[°C]	[°C]
Ideální hodnota viskozity	36	37	47
Dop. hodnota pro dlouhodobý provoz	20 - 100	13 - 55	21 - 65
Min. viskozita (mazání)	12	72	85
Max. viskozita (krátkodobě)	800	-18	-8

Pracovní kapaliny do servořízení

Podle složení existují tři typy kapalin do servořízení, dělení je logicky podobné jako u hydraulických kapalin obecně. Jsou to minerální oleje, které jsou levné a neagresivní vůči těsnění, nemají však dlouhou životnost a mají vysokou pěnovost. Další skupinou jsou polysyntetické kapaliny, které složením obsahují minerální i syntetické látky, většinou mají lepší vlastnosti než minerální oleje, jsou však agresivnější vůči těsnění servořízení. Třetí skupinou jsou syntetické kapaliny, obsahující alkaly a polyestery, které jsou v současnosti využívány nejvíce, aditivy jsou látky snižující agresivitu proti gumovým těsněním. Syntetické kapaliny mají dobré mazací schopnosti, nízkou pěnovost, dlouhou životnost a také nejvyšší schopnost pracovat v extrémních teplotních podmínkách.

Nejpoužívanější pracovní kapalinou do systémů posilovačů řízení je kromě kapalin k tomu primárně určených syntetická kapalina s označením ATF, splňující normu Dexron IID, která je určena do automatických převodovek. Tato kapalina se nejčastěji používá právě v posilovačích řízení pro nákladní automobily. Vyznačuje se vysokým viskózním indexem, nízkou pěnovostí a odolností proti oxidaci.

Nejčastější příčinou rychlého poklesu kvality kapalin bývá přehřívání kapaliny, nevhodnost kapaliny pro daný systém, kontaminace kapaliny vodou nebo přetěžování servořízení.



Obr. 11 - Kapalina ATF¹⁵

2.1 Tepelná bilance hydraulického obvodu

Při provozu nejen hydraulických zařízení je nutné počítat s tím, že ne všechna energie dodaná do mechanismu bude využita, část energie se využije k překonání odporů, můžeme ji nazvat ztrátová energie. Ztrátová energie se přeměňuje v teplo, které se naakumuluje v kapalině a v okolních prvcích, tím se zvýší jejich teplota. Se zvyšující se teplotou systému roste velikost tepla odváděného do okolí. Jelikož vytvářené teplo od ztrátového výkonu systému se s teplotou mění jen nepatrně, tyto dva tepelné výkony se při určité teplotě vyrovnají, teplota se tedy ustálí.¹

Tepelný výpočet vychází z rovnice

$$\Phi \cdot d\tau = \sum_{i=1}^n m_i \cdot c_i dt + \sum_{i=0}^n k_i \cdot S_i \cdot \Delta t \cdot d\tau \quad (6)$$

kde Φ – tepelný tok [$\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$]

τ – čas [s]

$\sum m_i \cdot c_i$ – součet hmotností a měr. tepelných kapacit materiálů systému

t – teplota [K]

$\sum k_i \cdot S_i$ – součet teplosměnných ploch a jejich součinitelů prostupu tepla

Teplo odvedené hydraulickým systémem

Vztah pro výpočet časové konstanty T

$$T = \frac{\sum_{i=0}^n m_i \cdot c_i}{k \cdot S} \quad [\text{s}] \quad (7)$$

Vztah pro okamžitou teplotu

$$t = t_0 + \frac{\Phi}{k \cdot S} \cdot (1 - e^{-\frac{\tau}{T}}) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (8)$$

kde t_0 – teplota okolí [$^{\circ}\text{C}$]

Vztah pro ustálenou teplotu

za τ dosadíme ∞ , potom $e^{-\frac{\tau}{T}}$ je rovno 0

$$\Delta t_{ust} = t_0 + \frac{\Phi}{k \cdot S} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (9)$$

Vztah pro výpočet času, za který olej dosáhne teploty t

$$\tau = T \cdot \ln \frac{t_{ust} - t_0}{t_{ust} - t} \quad [\text{s}] \quad (10)$$

2.2 Určení koeficientu prostupu tepla

Koeficient prostupu tepla výrazně ovlivňuje schopnost systému odvádět teplo v systému vytvořené. Závisí na velikosti proudění okolního vzduchu, pokud je rychlost proudícího vzduchu vyšší, zvyšuje se tím také koeficient prostupu tepla. Určení koeficientu přestupu tepla je úlohou termomechaniky. Závisí na hodnotě součinitele přestupu tepla

z oleje do stěny, na tloušťce a tepelné vodivosti stěny a na součiniteli přestupu tepla do okolí. Při jednoduchých návrzích chlazení, kdy je hydraulický nebo jiný systém umístěný v např. ve výrobní hale se koeficient prostupu tepla volí v rozmezí hodnot 5 – 10 W·m⁻²·K⁻¹. U mobilních zařízení je určení složitější a je nutné jej vypočítat, odhadnout nebo odečíst z tabulek obvyklých hodnot.¹⁸

Vztah pro prostup rovinnou stěnou

$$k_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=0}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (11)$$

Vztah pro prostup válcovou stěnou¹⁸

$$k_v = \frac{1}{\frac{1}{d_1 \cdot \alpha_1} + \sum_{i=0}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{d_2 \cdot \alpha_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (12)$$

Další možností určení koeficientu je experimentální, kdy se naměří oteplovací křivka nebo její část. Z oteplovací křivky se grafickým způsobem stanoví časová konstanta T ve třech bodech, a to pro $t_{ust} = 0$, $t = 0,5 t_{ust}$ a $t = 0,8 t_{ust}$.⁴

Z těchto hodnot se následně určí střední hodnota

$$T = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3} \quad [s] \quad (13)$$

Ze známé hodnoty vypočítáme součinitel prostupu tepla.⁴

$$k = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2}{T \cdot S} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (14)$$

Pro zjednodušení se uvádějí běžné orientační hodnoty pro plechovou nádrž

Tabulka 2 – Koeficient prostupu tepla pro nádrž¹

		$k_n [\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}]$
Stacionární zařízení	přirozené proudění vzduchu	7 - 10
	volné proudění vzduchu	10 - 15
	intenzivní proudění vzduchu	17 - 22
Mobilní stroje	traktory a nakladače	18 - 20
	rýpadla a jeřáby	13 - 15
	zemědělské stroje	12 - 18

3 Přehled výpočtů ztrátového výkonu systému

Pro výpočet se předpokládá znalost buď dílčích účinností prvků obvodu a vstupní, či výstupní výkon systému nebo znalost tlakových spádů na vedení a na prvcích obvodu způsobené odporem proti pohybu kapaliny. Celkový ztrátový výkon je součtem ztrátových výkonů na jednotlivých prvcích obvodu.

3.1 Výpočet celkového ztrátového výkonu systému z průběhu teploty

Lze vypočítat, pokud známe nárůst teploty oleje v systému za určitý časový úsek. Dosazením do rovnice 18 tedy zjistíme celkový ztrátový výkon hydraulického systému.

$$P_s = \frac{\Delta t \cdot c_k \cdot \rho_k \cdot V}{\tau} \quad [\text{W}] \quad (18)$$

kde Δt – změna teploty [$^{\circ}\text{C}$]

c_k – měrná tepelná kapacita kapaliny [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

ρ_k – hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

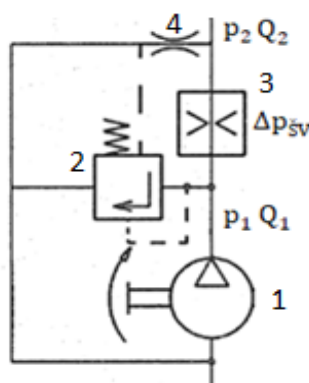
V – objem kapaliny [m^3]

τ – čas [s] ⁴

3.2 Výpočet ztrátových výkonů prvků hydraulického systému

Ztrátový výkon hydrogenerátoru s regulací na konstantní průtok škrcením

U hydrogenerátoru s regulací na konstantní průtok pomocí třicestné tlakové váhy je celkový ztrátový výkon součtem ztrátových výkonů na škrticím ventilu, na přepouštěcím ventilu neboli tlakové váze a ztrátového výkonu zubového hydrogenerátoru. ⁵



1 – hydrogenerátor, 2 – přepouštěcí ventil, 3 – škrticí ventil, 4 – clona

Obr. 12 - Schéma hydrogenerátoru s regulací na konstantní průtok

Výpočet ztrátového výkonu na škrticím ventilu

$$P_{ZšV} = Q_2 \cdot \Delta p_{šV} \quad [W] \quad (19)$$

Výpočet ztrátového výkonu na přepouštěcím ventilu

$$P_{ZPV} = (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 \quad [W] \quad (20)$$

Ztrátový výkon na hydrogenerátoru

$$P_{ZHG} = Q_1 \cdot p_1 \cdot (1 - \eta_c) \quad [W] \quad (21)$$

Rovnice pro výpočty byly převzaty ze skript. ⁵

Výpočet ztrát ve vedení

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (22)$$

kde v – rychlost proudění v potrubí [$m \cdot s^{-1}$]

d – průměr potrubí [m]

ν – kinematická viskozita [$mm^2 \cdot s^{-2}$]

Součinitel tření v oblasti laminárního neizotermického proudění pro potrubí

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad [-] \quad (23)$$

pro hadice v závislosti na poloměru ohybu

$$\lambda = \frac{80}{Re} \text{ až } \frac{108}{Re} \quad [-] \quad (24)$$

Tlaková ztráta ve vedení [Pa]

$$\Delta p_{zt} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (25)$$

kde λ – součinitel tření v potrubí [-]

l – délka vedení [m]

v – střední rychlost proudění ve vedení [$m \cdot s^{-1}$]

ρ – hustota pracovní kapaliny [$kg \cdot m^{-3}$]

Místní ztráty v hydraulických prvcích

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (26)$$

kde ξ – opravný součinitel [-]

ξ – součinitel místní ztráty [-]

v – střední rychlost proudění na vstupu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

ρ – hustota pracovní kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Tlaková ztráta na hydraulických prvcích se mění v závislosti na viskozitě, pokud známe tlakový spád na určitém prvku obvodu, lze vypočítat ztrátu při odlišné viskozitě kapaliny.

Přepočet místních ztrát v závislosti na Reynoldsově čísle

$$\Delta p = b \cdot \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (90)$$

Výpočet opravného součinitele

$$b = \left(\frac{2300}{Re} \right)^{0,28} \quad [-] \quad (27)$$

Celkový ztrátový výkon je dán součtem ztrátových výkonů na všech prvcích obvodu

$$P_{ZC} = \sum_{i=0}^n P_{Zi} \quad [\text{W}] \quad (28)$$

3.3 Výpočet chladiče

Potřebný chladicí výkon

$$P_{CH} = P_Z - P_S \quad [\text{W}] \quad (15)$$

Teplo odvedené hydraulickým systémem

$$P_S = k \cdot S \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad (16)$$

Teplo odvedené vedením kapaliny¹⁸

$$P_H = \pi \cdot k_H \cdot L \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad (16)$$

kde L – délka hadice

k_{SH} – koeficient prostupu tepla vedení

Δt – teplotní spád

Po dosazení vztahu pro ustálenou teplotu a připočítání 10 % kvůli znečištění platí

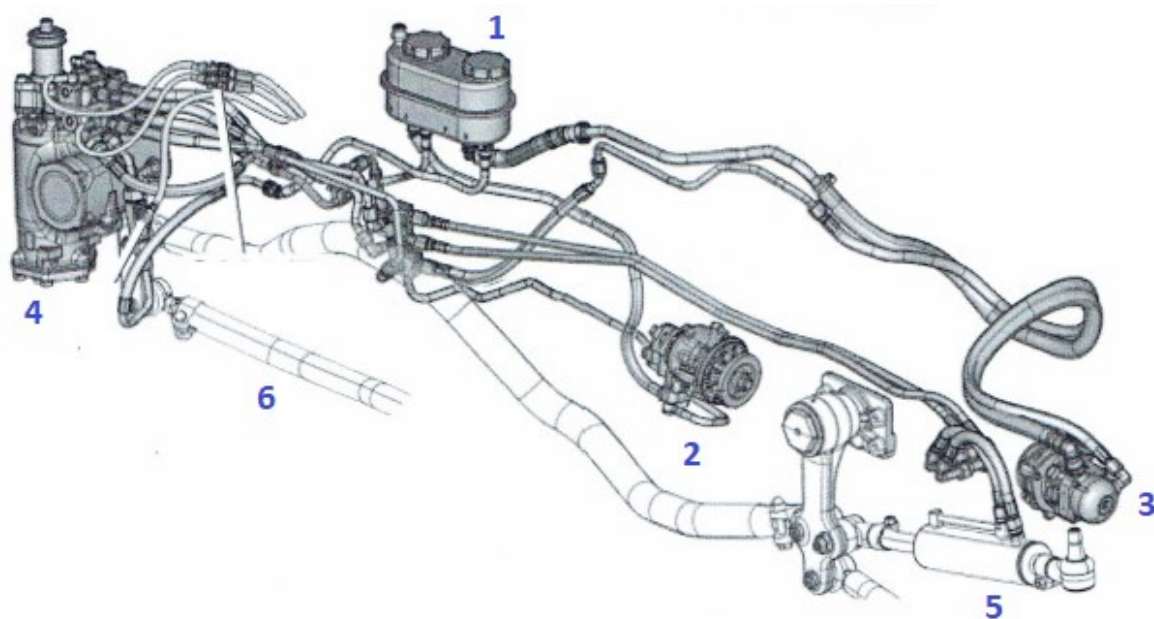
$$P_{CH} = 1,1 \cdot [P_S - S \cdot k \cdot (t_{dop} - t_{ok})] \quad [W] \quad (17)$$

kde t_{dop} – ideální teplota pracovní kapaliny ² [°C]

4 Hydraulický obvod servořízení vozidel 10x10 a 8x8

Hlavním prvkem systému řízení předních náprav je monoblok řízení, který pracuje jako zesilovač krouticího momentu od volantů řidiče. Ovládání monobloku je pomocí kuličkového šroubu, který při otáčení volantem převádí rotační pohyb na posuvný, tím vzniká silové působení na píst, který přes ozubení přenáší sílu na výstupní hřídel napojenou na páku, která je napojená na táhla řízení, a ta otáčejí koly. Na píst současně při zatočení působí tlaková kapalina, která je do pístu přepuštěná řídicím ventilem. Řídicí ventil přepouští tlakovou kapalinu navíc do lineárního hydromotoru napojeného na táhla řízení, ten silový účinek ještě zvyšuje. Monoblok obsahuje navíc pojistný ventil a ventil určující směr přítoku tlakové kapaliny. Tlakovou kapalinu pro monoblok předního řízení dodává čerpadlo umístěné na rozvodu motoru s otáčkovým poměrem 1:1. Průtok čerpadla je udržován na hodnotě 25 dm³/min, pomocí trojcestný tlakové váhy umístěné na bloku čerpadla. Dále je v systému záložní čerpadlo, které je zde v případě havárie hlavního čerpadla, při detekci poklesu tlaku hlavního přívodu dojde k přestavení ventilu určujícího směr přítoku kapaliny a současně k odpojení pomocného lineárního hydromotoru. Záložní čerpadlo je napojeno přes převod na zadní nápravu vozidla, průtok čerpadla se mění v závislosti na rychlosti vozidla, je však omezen na 16 dm³/min. U vozidla s pouze předním řízením, tedy systémem 8x8 je hydraulická nádrž o objemu 3 l umístěná tak, aby byla nad úrovní čerpadel, a to buď za kabinou, nebo v prostoru motoru vozidla.

Řízení předních a zadní nápravy nejsou hydraulicky nijak propojené, pouze svodem kapaliny zpět do nádrže. Systém řízení zadní nápravy pouze snímá úhel natočení přední nápravy a rychlost vozidla, a podle toho určuje velikost natočení zadní nápravy. Řídicím prvkem hydraulického systému řízení zadní nápravy je ventilový blok, který je ovládán elektronicky. Ventilový monoblok přepouští kapalinu do dvoukomorového válce, první komora je pracovní, zajišťující zasouvání a vysouvání válce, druhá komora je vyrovnávací, zajišťující ustavení pístu ve střední poloze. K monobloku je kromě válce připojen ještě akumulátor pro zajištění tlakové kapaliny pro vystředění válce i v případě poklesu tlaku v přívodu. Ventilový blok vyžaduje vysokou čistotu pracovní kapaliny, proto je před monoblokem tlakový filtr. Tlakovou kapalinu dodává čerpadlo s konstantním průtokem regulované škrcením a přepuštěním kapaliny zpět do nádrže. Průtok čerpadla je 17 dm³/min. Oba okruhy mají společnou nádrž, která je plechová, o objemu 12 l. Výkon servořízení je asi 20 kW.

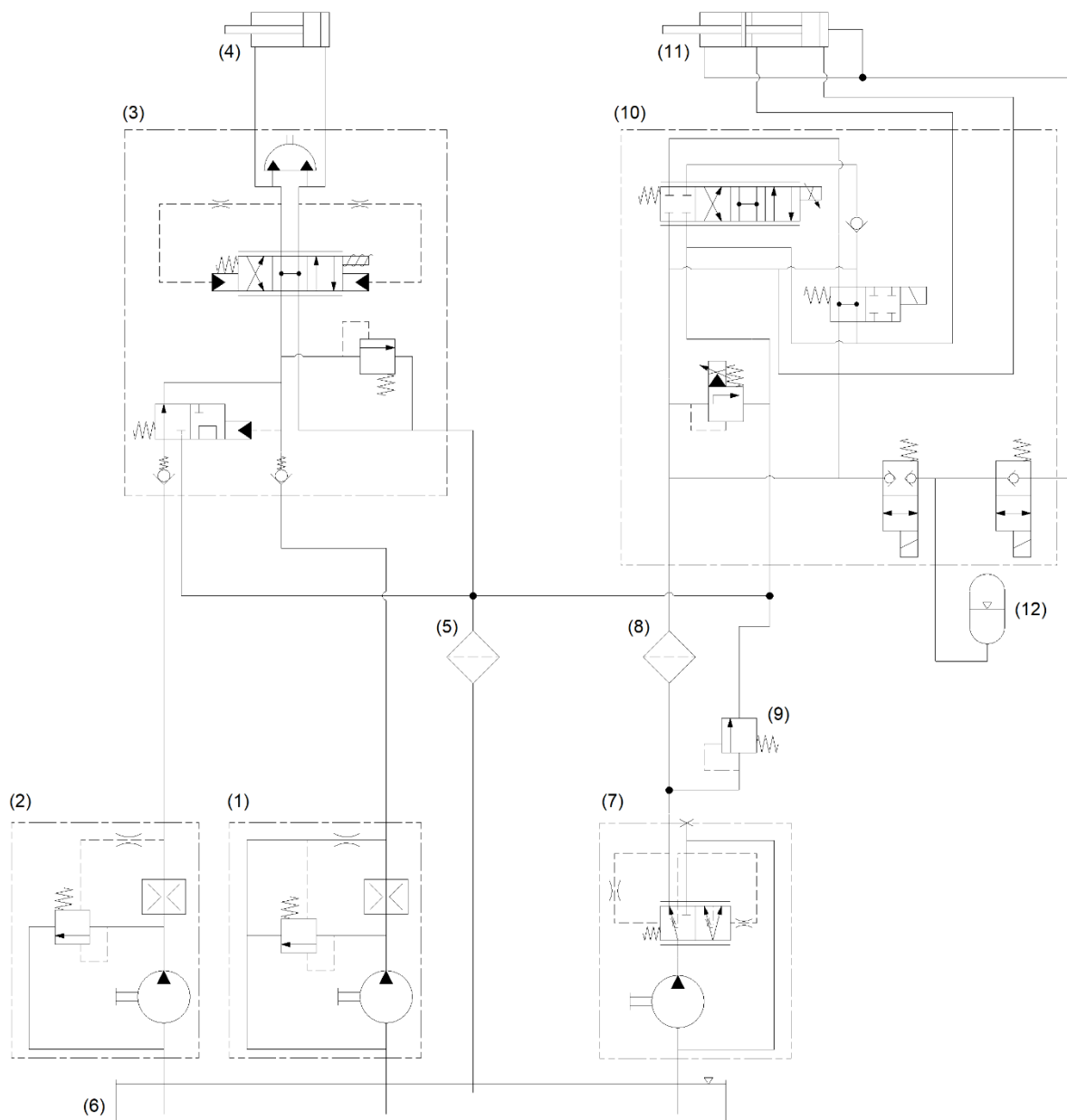


1 – nádrž na kapalinu, 2 - čerpadlo hlavního okruhu, 3 – čerpadlo záložního okruhu,
4 - monoblok řízení, 5 – lineární hydromotor, 6 – táhla

Obr. 13 Schématický obrázek servořízení nákladního automobilu

4.1 Hydraulické schéma servořízení

Schéma obvodu servořízení vozidla Tatra 10x10 s předními a zadní říditelnými nápravami.

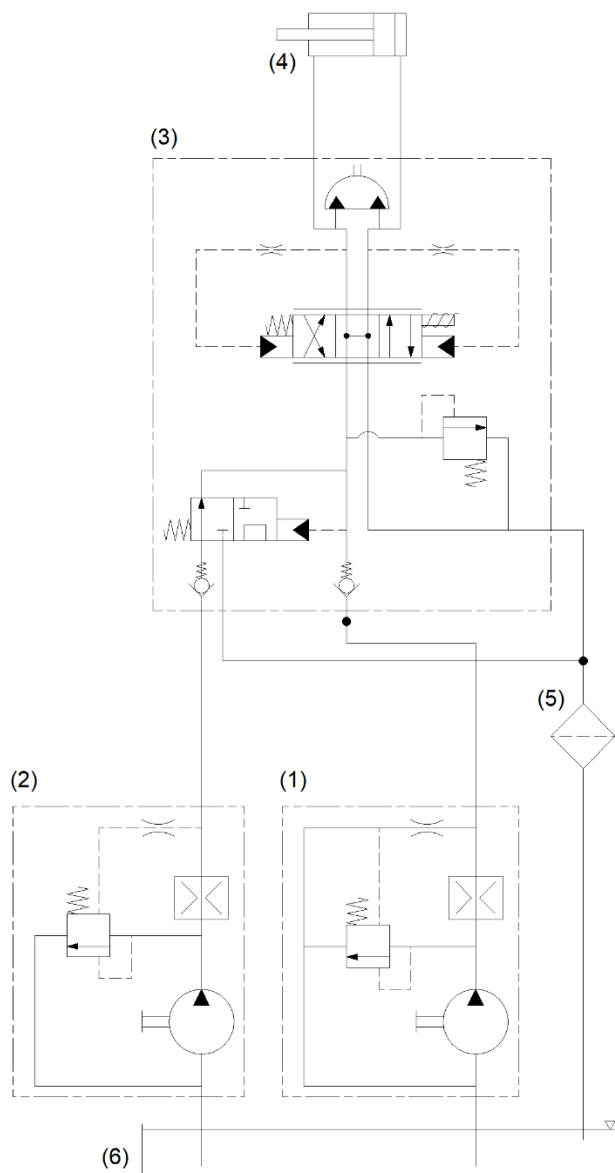


1 – hlavní hydrogenerátor, 2 – záložní hydrogenerátor, 3 – monoblok předního řízení,
4 – lineární hydromotor, 5 – odpadní filtr, 6 – nádrž, 7 – hydrogenerátor pro okruh
zadního řízení, 8 – tlakový filtr, 9 – pojistný ventil, 10 – ventilový blok zadního řízení,
11 – dvoupístový lineární hydromotor, 12 - akumulátor

Obr. 14 – Hydraulické schéma řízení, Tatra 10x10

Tatra 8x8

Schéma obvodu servořízení vozidla Tatra 8x8 s předními dvěma řiditelnými nápravami.



1 – hlavní hydrogenerátor, 2 – záložní hydrogenerátor, 3 – monoblok předního řízení,
4 – lineární hydromotor, 5 – odpadní filtr, 6 – nádrž

Obr. 15 – Hydraulické schéma řízení, Tatra 8x8

5 Varianty řešení stabilizace teplot servořízení

5.1 Výměna pracovní kapaliny

Jednou z variant pro stabilizaci a zlepšení funkce systému okruhu servořízení je výměna stávající kapaliny servořízení. Nejedná se o změnu tepelné bilance obvodu, pouze o použití kapalin vhodnějších pro stávající teploty servořízení.

Kapaliny vhodné do servořízení odolávající vysokým teplotám

Při současném řešení chlazení, tedy při teplotách kapaliny přes 110 °C, jsou nejvhodnější kapaliny s označením HVLP podle normy DIN, resp. HV podle normy ISO. Doporučené viskozity kapalin jsou uvedené v tabulce 1. Tyto oleje mají vysoký viskózní index, termooxidační stálost při vysokých teplotách a nízkou teplotu tuhnutí. Jsou tedy schopné pracovat v širokém rozsahu teplot. Tuto specifikaci splňuje i minerální olej HV 32, který je v servořízení používán nyní, je ale třeba upravit viskozitu kapaliny. Teplotní rozsah, při kterém má kapalina pracovat je příliš velký a žádná kapalina jej při optimálních hodnotách viskozity nepokryje. Nejvhodnější viskózní třída pro dané teploty je VG 46, při velmi nízkých teplotách, pod -10 °C, může při startu docházet k horšímu nasávání kapaliny čerpadly, což může způsobit kavitaci v čerpadlech. Tato kapalina je však při zmíněném omezení použitelná po celý rok.

Tabulka 3 – Srovnání různých olejů splňující normu HV, s viskozitou VG 46

	Sunoco sunvis HV	Shell Naturelle HF- E	Mogul HV	Castrol Anwol SWX	Mobil DTE 10 Excel
Druh kapaliny	minerální	syntetická	minerální	syntetická	minerální
Viskózní index	160	188	160	180	164
Viskozita při 40 °C	46	47,2	46	48	45,6
Viskozita při 100 °C	8,4	9,41	-	9,56	8,45
Bod tuhnutí [°C]	-36	-42	-30	-36	-43

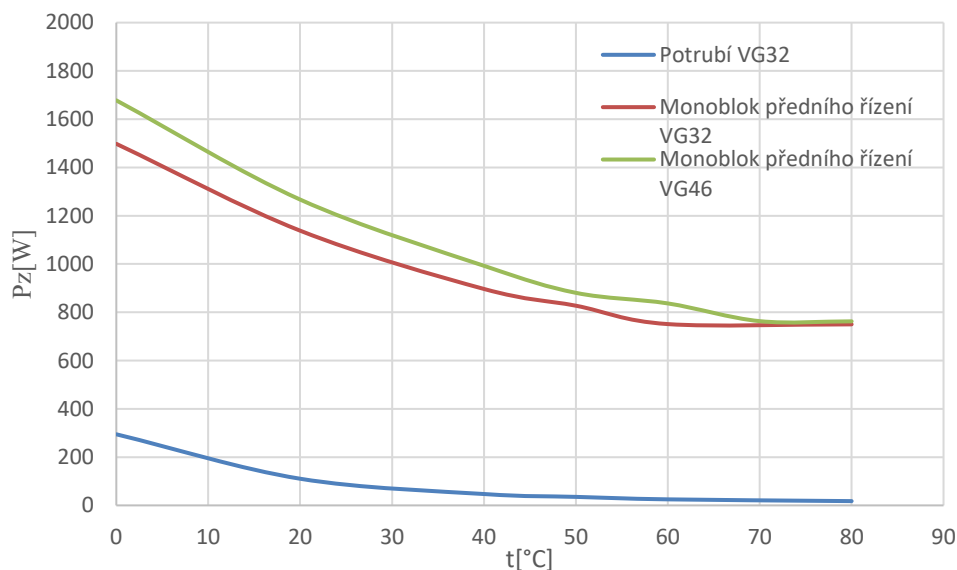
Hydraulické kapaliny schopné pracovat ve velkém teplotním rozsahu byly vybrány podle nabídky předních výrobců hydraulických olejů. Oleje s nejlepšími vlastnostmi jsou zobrazeny v tabulce 9. Z minerálních/polysyntetických kapalin má nejvyšší viskózní index olej Mobil DTE, lepší viskózní vlastnosti však mají syntetické kapaliny od výrobců Castrol a Shell. Kapalina Shell Naturelle HF-E má nejvyšší viskózní index, ale kapalina Castrol Anwol SWX není na rozdíl od kapaliny výrobce Shell biologicky odbouratelná, takže se dá předpokládat vyšší odolnost proti oxidaci, tedy větší životnost kapaliny. Tato kapalina má navíc

nejvyšší viskozitu při 100 °C. Tuto kapalinu tedy doporučuji. Při výměně minerální kapaliny za syntetickou je nutné hydraulický obvod zcela zbavit původní kapaliny, aby nedošlo k nežádoucí reakci kapalin.

Volba viskozity kapaliny podle podnebí lokality dodání automobilu

Možností je také volba viskozity oleje podle podnebí lokality dodání automobilu. Při předpokládaných vyšších okolních teplotách v jižních lokalitách, kde teploty zřídka kdy padají pod 0°C by bylo vhodné použití oleje s viskozitou VG 68, nebo VG 100, tedy olej se zmíněným označením HVLP. Zejména druhý z nich by si měl udržet dobré vlastnosti i při teplotách kapaliny přesahující 110 °C. Naopak při dodávkách do chladnějších lokalit, je vhodnou volbou viskozita VG 32, používaná v současnosti. Při nízkých okolních teplotách klesne také teplota pracovního systému, pracovní viskozita kapaliny se tedy dostane blíže k optimálním hodnotám. Možností je také výměna pracovní kapaliny v závislosti na ročním období, tato možnost však zatěžuje majitele vozidel, jelikož musí výměnu kapaliny zajišťovat.

Vliv viskozity kapaliny na tlakovou ztrátu v potrubí a na monobloku předního řízení



Obr. 16 Závislost tlakového spádu na teplotě

Z grafu je patrné, jak se vyvíjí ztrátový výkon při rostoucí teplotě, tedy se snižující se viskozitou kapaliny. Ztrátový výkon s teplotou klesá, u monobloku předního řízení, se kolem teploty 70 °C stabilizuje, jelikož tlaková ztráta na místním odporu se mění pouze při laminárním proudění, při přechodu na turbulentní, se při zvyšujícím se Reynoldsovém čísle nemění. Z toho se dá usoudit, že při výměně stávající kapaliny za kapalinu s vyšší

viskozitou, se příliš nezvýší ztrátový výkon systému při ustálené teplotě, teplota tedy zůstane stejná. Koeficient místní ztráty pro monoblok předního řízení odpovídá hodnotě 320. Pro potrubí toto neplatí. Výpočty byly provedeny podle vztahů uvedených v kapitole 3.2. Tyto vztahy sice popisují vývoj tlakové ztráty v tvarovkách, orientačně je ho však možné použít také pro složité místní odpory

5.2 Zařazení hydrogenerátorů s účinnější regulací průtoku při vyřazení vodního chlazení

Hydrogenerátory s regulací na konstantní průtok pomocí trojcestné tlakové váhy, které jsou v obvodu nyní, mají vysoký ztrátový výkon, ten u vozidla 10x10 činí. Regulace průtoku nezávisle na otáčkách čerpadla je možná také pomocí hydrogenerátoru s regulací průtoku změnou geometrického objemu čerpadla, tato čerpadla vyžadují přesné elektronické řízení a jsou cenově nákladnější. Výhodou je regulace bez maření výkonu na přepouštěcím ventilu a tedy výrazně nižší ztrátový výkon čerpadla. Je tedy na místě možné nahrazení stávajících hydrogenerátorů.

Tepelný výkon hydraulického obvodu je z velké části způsoben ztrátami na hydrogenerátorech. Pokud by tedy do obvodu byly zařazeny hydrogenerátory s výrazně nižší ztrátovým výkonem, mělo by to velký vliv na celkovou tepelnou bilanci obvodu. Pro srovnání jsou uvedeny hodnoty ztrátových výkonů hydrogenerátorů pro servořízení podle způsobu regulace.

Srovnání ztrátových výkonů

Teoretický ztrátový výkon lamelového čerpadla s elektronickou regulací

Celkovou účinnost hydrogenerátoru volím 0,85

$$P_{ZER} = (1 - \eta_{CER}) \cdot Q_1 \cdot \Delta p_1 = (1 - 0,85) \cdot \frac{25}{60000} \cdot 4 \cdot 10^6 = 250 \text{ W}$$

Ztrátový výkon hydrogenerátoru zařazeného v obvodu při stejném zatížení, postup výpočtu ztrátového výkonu hydrogenerátoru je uveden v kapitole 8.1.

$$P_{Z\check{C}1} = 2043 \text{ W}$$

Tepelný výkon čerpadla činí pouze 12 % ztrátového výkonu aktuálního čerpadla, tepelný výkon je tedy až o 88 % nižší. Je nutné dodat, že vypočítaný ztrátový výkon aktuálního čerpadla je ovlivněn volbou tlakového spádu na škrticím ventilu čerpadla, kdy se zvolený tlakový spád může lišit od reálného. Nejvhodnější čerpadlo s uvedenou regulací nabízí přímo výrobce řízení, který toto čerpadlo uvedl na trh teprve nedávno. Nabízené čerpadlo má regulovaný průtok pouze 25 dm³/min, jinou hodnotu regulovaného průtoku výrobce neuvádí, je ale pravděpodobně možná na zakázku. Čerpadlo je tedy vhodné pouze pro systém řízení předních náprav.



Obr. 17 Hydrogenerátor s elektronickou regulací Bosch Varioserv e¹⁹

Vedle čerpadla s elektronickou regulací je možné použít také čerpadlo, jehož geometrický objem je regulován ventilem ovládaným v závislosti na otáčkách motoru. Výrobce udává účinnost nižší než je varianta s elektronickou regulací, pokles ztrátového výkonu by i přesto byl výrazný. Použití konvenčních čerpadel s regulací na konstantní průtok určených k využití v průmyslu není vhodné, jelikož tato čerpadla nejsou konstruována pro ztížené podmínky mobilních strojů, kdy čerpadlo pracuje nepřetržitě a je nutná vysoká spolehlivost čerpadla, kdy uvedená čerpadla servořízení jsou pro tuto aplikaci logicky přímo konstruována. Axiální pístová čerpadla pro mobilní stroje obvykle pracují při vyšších tlacích, nejsou navržena pro tuto aplikaci a jsou poměrně nákladná.

Možnost výměny čerpadla je i pro systém zadního řízení vozidla, který má hydrogenerátor nastavený na průtok 17 dm³/min. Pro tento průtok je podle výrobce možné použít pouze hydrogenerátor s regulací popsanou v předchozím odstavci. Čerpadlo má sice udávaný regulovaný průtok 16 dm³/min, tedy mírně, až zanedbatelně nižší, nicméně v technickém dokumentu zadního řízení je udáván požadovaný průtok právě 16 dm³/min.

Srovnání ztrátových výkonů

Volím nižší celkovou účinnost hydrogenerátoru – 0,78

$$P_{ZMR} = (1 - \eta_{CMR}) \cdot Q_3 \cdot p_3 = (1 - 0,78) \cdot \frac{16}{60000} \cdot 6 \cdot 10^6 = 374 \text{ W}$$

Ztrátový výkon aktuálního hydrogenerátoru zadního řízení

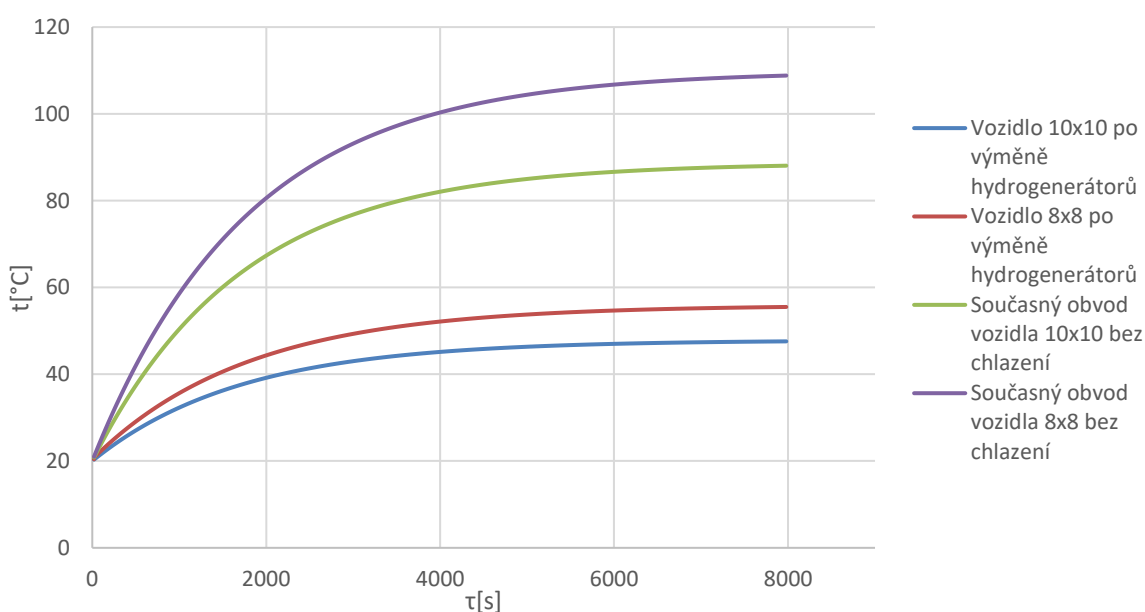
$$P_{Z\check{c}3} = 1463 \text{ W}$$

Zde je tepelný výkon nižší o 75 %.



Obr. 18 Hydrogenerátor regulovaný otáčkami motoru Bosch Varioserv¹⁹

Vliv výměny hydrogenerátorů na ustálenou teplotu hydraulického systému řízení



Obr. 19 Průběhy teplot při výměně hydrogenerátorů

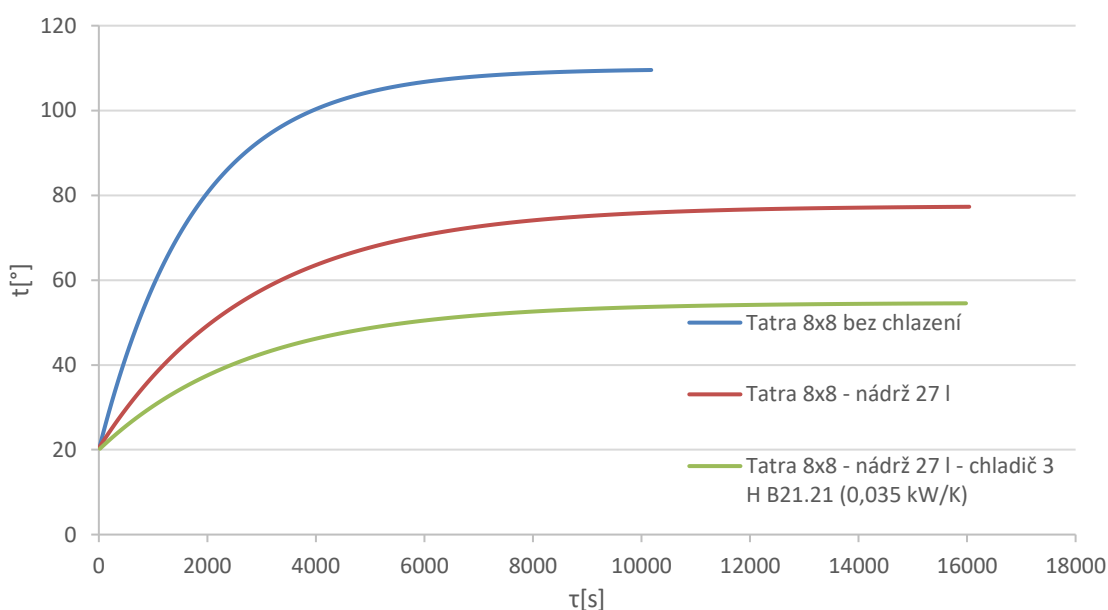
Z průběhu teplot je zřejmé, že výměna současných čerpadel za navržené by zásadně ovlivnila teplotní bilanci obvodu. Ustálená teplota servořízení by u vozidla 10x10 klesla ze 109 °C na 48 °C, u vozidla 8x8 z 89 °C na 56 °C. Hydraulický obvod by také byl méně náchylný k zahřívání při zvýšení průměrných otáček motoru, i při zvýšení výkonu servořízení když je vozidlo zatížené naloženým materiálem.

5.3 Zvětšení teplosměnné plochy nádrže

Hydraulická nádrž je stěžejním prvkem pro odvod přebytečného tepla každého hydraulického obvodu, v případě hydraulického obvodu servořízení, při aktuální velikosti nádrže je teplo odvedené nádrží poměrně nízké. Pokud objem nádrže však zvýšíme znatelně, přesněji 10x a vyrobíme ji z ocelového plechu popř. odlejeme z hliníku, ustálená teplota vozidla 8x8 klesne pod 80 °C, tehdy se kapalina HV 46 ještě pohybuje v optimálních hodnotách viskozity. Takto svařenou nádrž, jejíž objem by se v tomto

případě pohyboval kolem 27 dm^3 , by bylo nutné navíc osadit žebrováním tak, aby teplosměnná plocha nádrže odpovídala 1 m^2 . Se zvýšeným objemem kapaliny v systému by se také zvýšila oteplovací konstanta obvodu, což způsobí, že teplota servořízení naroste méně, když dojde k velkému krátkodobému zvýšení zatížení servořízení, přesněji, obvod bude mít vyšší tepelnou kapacitu. Nádrž o objemu 27 dm^3 odpovídá plechové nádrži ve tvaru krychle o straně 300 mm.

Jelikož vozidlo 10x10 je vybaveno větší plechovou hydraulickou nádrží o objemu 12 dm^3 , prostor na zvětšení nádrže je podstatně menší, i přesto, pokud bychom vozidlo vybavily nádrží s teplosměnnou plochou 1 m^2 jako v případě menšího vozidla ustálená teplota by se pohybovala kolem $75 \text{ }^\circ\text{C}$, obě možnosti by byly možné i v kombinaci s menším vzduchovým chladičem, kdy by i chladič o měrném výkonu $0,035 \text{ kW/K}$, při průtoku kapaliny chladičem $25 \text{ dm}^3/\text{min}$ obvod uchlادil na teplotu $54 \text{ }^\circ\text{C}$. Průběhy teplot u obou vozidel jsou podobné, proto je pro větší přehled vytvořen pouze graf závislosti teploty na čase pouze pro vozidlo 8x8. Uvedené závislosti jsou vypočteny podle vztahu uvedeného v kapitole 12.1.1.



Obr. 20 Průběhy teplot vozidla 8x8 s různými variantami úprav chlazení

5.4 Výměna vodního chladiče za vzduchový chladič

Vodní chladič, který je umístěný v obvodu je nevhodný, jelikož chladicí kapalina tohoto chladiče má údajně kolem $95 \text{ }^\circ\text{C}$, chladicí kapalina tedy hydraulický olej servořízení ohřívá, chladicí účinek má pouze při extrémním zatížení vozidla, kdy by ustálená teplota bez chlazení dosahovala hodnot vyšších než je tato teplota chladicí kapaliny. Další, poměrně efektivní a z hlediska nákladů příznivou variantu řešení stabilizace teplot

servořízení je zařazení vzduchového chladiče. Další kapitoly práce se budou zabývat jeho návrhem a určováním potřebných hodnot pro co nejpřesnější volbu chladiče.

6 Výpočet parametrů pro návrh vzduchového chladiče

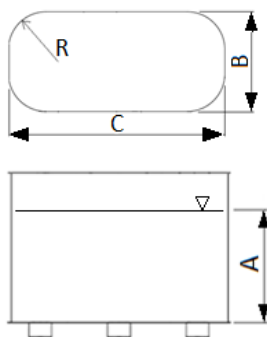
Velikost chladiče bude určena pro obě vozidla, která jsou předmětem práce, tedy pro vozidlo Tatra 10x10 s hydraulickým obvodem pro přední a zadní řízení a pro vozidlo 8x8 s hydraulickým okruhem pouze pro servořízení předních dvou náprav. Pro návrh chladiče je nutné přesně znát parametry systému řízení obou vozidel. Těmito parametry jsou celkový ztrátový výkon, teplosměnná plocha obvodu, koeficient prostupu tepla a hmotnost prvků v systému, včetně kapaliny.

7 Teplosměnná plocha systému

Jako teplosměnnou plochu uvažujeme vnější povrch prvků, které jsou v kontaktu s kapalinou obvodu. Přesné určení teplosměnných ploch by bylo možné pouze z CAD modelů všech prvků systému, ty však k dispozici nejsou. Je tedy nutné jejich tvar zjednodušit na základní geometrické útvary.

7.1 Výpočty teplosměnných ploch hydraulických prvků

Nádrž Tatra 10x10



Obr. 21 Rozměry nádrže Tatry 10x10

$$A = 204 \text{ mm}, B = 168 \text{ mm}, C = 368 \text{ mm}, R = 60 \text{ mm}$$

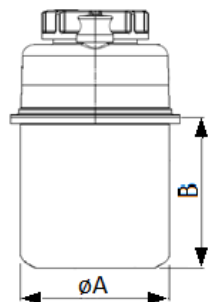
$$S_{N1} = S_S + S_B \quad [\text{m}^2] \quad (29)$$

$$S_{N1} = \pi \cdot R^2 + R \cdot (B - 2 \cdot R) + (C - 2 \cdot R) \cdot (B - 2 \cdot R) + (2 \cdot \pi \cdot R + 2 \cdot (C - 2 \cdot R) + 2 \cdot (B - 2 \cdot R)) \cdot A \quad [\text{m}^2] \quad (30)$$

$$S_{N1} = \pi \cdot 0,06^2 + 0,06 \cdot (0,168 - 2 \cdot 0,06) + (0,368 - 2 \cdot 0,06) \cdot (0,168 - 2 \cdot 0,06) + ((2 \cdot \pi \cdot 0,06) + 2 \cdot (0,368 - 2 \cdot 0,06) + 2 \cdot (0,168 - 2 \cdot 0,06)) \cdot 0,204$$

$$S_{N1} = 0,27 \text{ m}^2$$

Nádrž Tatra 8x8



Obr. 22 - Rozměry nádrže Tatry 8x8

$$A = 125 \text{ mm}, B = 130 \text{ mm}$$

$$S_{N2} = \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot B^2}{4} \right) + (\pi \cdot A \cdot B) \quad [\text{m}^2] \quad (31)$$

$$S_{N2} = \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,13^2}{4} \right) + (\pi \cdot 0,125 \cdot 0,13)$$

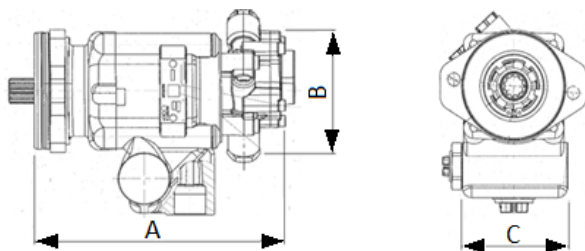
$$S_{N2} = 0,078 \text{ m}^2$$

Jelikož jsou nádrže dvě, a jsou propojené, je nutné teplosměnnou plochu vynásobit dvěma a připočítat plochu spojovací trubky.

$$S_{N2C} = 2 \cdot S_{N2} + S_{ST} \quad [\text{m}^2] \quad (32)$$

$$S_{N2C} = 2 \cdot 0,078 + 0,0055 = 0,16 \text{ m}^2$$

Čerpadlo prvního okruhu



Obr. 23 – Rozměry čerpadla prvního okruhu

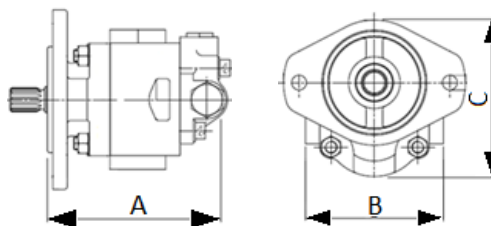
$$A = 170 \text{ mm}, B = 90 \text{ mm}, C = 95 \text{ mm}$$

$$S_{\check{c}1} = 2 \cdot (A \cdot B + B \cdot C + A \cdot C) \quad [\text{m}^2] \quad (33)$$

$$S_{\check{c}1} = 2 \cdot (0,17 \cdot 0,09 + 0,095 \cdot 0,09 + 0,17 \cdot 0,095)$$

$$S_{\check{c}1} = 0,080 \text{ m}^2$$

Čerpadlo řízení zadní nápravy



Obr. 24 – Rozměry čerpadla řízení zadní nápravy

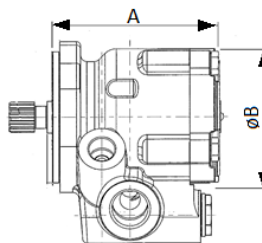
$$A = 170 \text{ mm}, B = 140 \text{ mm}, C = 130 \text{ mm}$$

$$S_{\check{c}3} = 2 \cdot (A \cdot B + B \cdot C + A \cdot C) \quad [\text{m}^2] \quad (34)$$

$$S_{\check{c}3} = 2 \cdot (0,17 \cdot 0,14 + 0,14 \cdot 0,13 + 0,17 \cdot 0,13)$$

$$S_{\check{c}3} = 0,130 \text{ m}^2$$

Čerpadlo druhého (záložního) okruhu



Obr. 25 – Rozměry čerpadla záložního okruhu

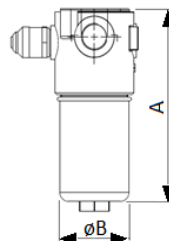
$$A = 100 \text{ mm}, B = 90 \text{ mm}$$

$$S_{\check{c}2} = \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot B^2}{4} \right) + (\pi \cdot A \cdot B) \quad [\text{m}^2] \quad (35)$$

$$S_{\check{c}2} = 0,1 \cdot \pi \cdot 0,9$$

$$S_{\check{c}2} = 0,041 \text{ m}^2$$

Tlakový filtr



Obr. 26 - Rozměry tlakového filtru

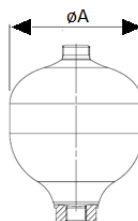
$$A = 200 \text{ mm}, B = 80 \text{ mm}$$

$$S_{TF} = \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot B^2}{4} \right) + (\pi \cdot A \cdot B) \quad [\text{m}^2] \quad (89)$$

$$S_{TF} = \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \right) + (\pi \cdot 0,2 \cdot 0,08)$$

$$S_{TF} = 0,06 \text{ m}^2$$

Akumulátor



Obr. 27 - Rozměry akumulátoru

Pro zjednodušení uvažují tvar koule

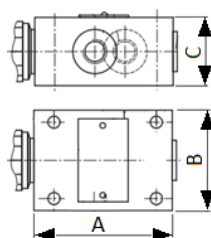
$$A = 140 \text{ mm}$$

$$S_A = (\pi \cdot d^2) \quad [\text{m}^2] \quad (36)$$

$$S_A = (\pi \cdot 0,14^2)$$

$$S_A = 0,06 \text{ m}^2$$

Pojistný ventil



Obr. 19 - Rozměry pojistného ventilu

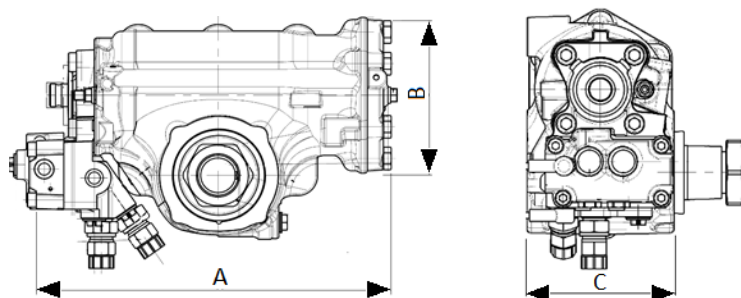
$$A = 100 \text{ mm}, B = 80 \text{ mm}, C = 60 \text{ mm}$$

$$S_{PV} = 2 \cdot (A \cdot B + B \cdot C + A \cdot C) \quad [\text{m}^2] \quad (37)$$

$$S_{PV} = 2 \cdot (0,1 \cdot 0,08 + 0,08 \cdot 0,06 + 0,1 \cdot 0,06)$$

$$S_{PV} = 0,038 \text{ m}^2$$

Monoblok předního řízení



Obr. 28 - Rozměry pojistného ventilu

$$A = 370 \text{ mm}, B = 200 \text{ mm}, C = 160 \text{ mm}$$

$$S_{PM} = 2 \cdot (A \cdot B + B \cdot C + A \cdot C) \quad [\text{m}^2] \quad (38)$$

$$S_{PM} = 2 \cdot (0,37 \cdot 0,2 + 0,2 \cdot 0,16 + 0,37 \cdot 0,16)$$

$$S_{PM} = 0,33 \text{ m}^2$$

Monoblok zadního řízení

K monobloku zadního řízení není dostupný názorný výkres, jsou známy pouze rozměry.

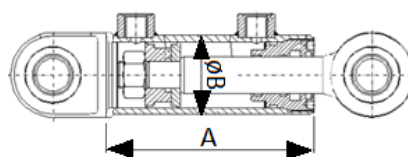
$$A = 215 \text{ mm}, B = 165 \text{ mm}, C = 200 \text{ mm}$$

$$S_{ZM} = 2 \cdot (A \cdot B + B \cdot C + A \cdot C) \quad [\text{m}^2] \quad (39)$$

$$S_{ZM} = 2 \cdot (0,215 \cdot 0,2 + 0,2 \cdot 0,165 + 0,215 \cdot 0,165) = 0,22 \text{ m}^2$$

$$S_{ZM} = 0,22 \text{ m}^2$$

Lineární hydromotor servořízení předních náprav



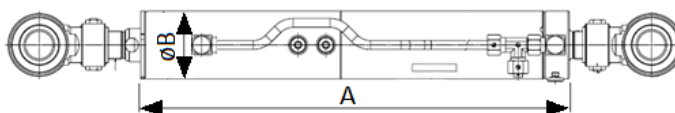
Obr. 29 - Rozměry hydromotoru pro přední nápravu

$$A = 325 \text{ mm}, B = 95 \text{ mm}$$

$$S_{PLM} = \pi \cdot B \cdot A \quad [\text{m}^2] \quad (40)$$

$$S_{PLM} = \pi \cdot 0,095 \cdot 0,325 = 0,1 \text{ m}^2$$

Lineární hydromotor servořízení zadní nápravy



Obr. 30 - Rozměry hydromotoru pro zadní nápravu

$$A = 658 \text{ mm}, B = 92 \text{ mm}$$

$$S_{ZLM} = \pi \cdot B \cdot A \quad [\text{m}^2] \quad (41)$$

$$S_{ZLM} = \pi \cdot 0,092 \cdot 0,658 = 0,19 \text{ m}^2$$

Tvarovky a šroubení vozidla 10x10

Plocha všech tvarovek a šroubení je odhadnuta na základě jejich počtu a velikosti.

$$S_{T1} = 0,20 \text{ m}^2$$

Tvarovky a šroubení vozidla 8x8

$$S_{T2} = 0,12 \text{ m}^2$$

Celková teplosměnná plocha kovových prvků vozidla 10x10

$$S_{CK1} = S_{\check{c}1} + S_{\check{c}3} + S_{\check{c}2} + S_{TF} + S_A + S_{PV} + S_{PM} + S_{ZM} + S_{PLM} + S_{ZLM} + S_{T1}$$

$$S_{CK1} = 0,08 + 0,13 + 0,041 + 0,06 + 0,06 + 0,038 + 0,33 + 0,22 + 0,1 + 0,19 + 0,2$$

$$S_{CK1} = 1,449 \text{ m}^2$$

Celková teplosměnná plocha kovových prvků vozidla 8x8

$$S_{CK2} = S_{\check{c}1} + S_{\check{c}2} + S_{PM} + S_{PLM} + S_{T2}$$

$$S_{CK2} = 0,08 + 0,041 + 0,33 + 0,1 + 0,12$$

$$S_{CK2} = 0,671 \text{ m}^2$$

Vedení kapaliny

Tabulka 3 – Teplosměnná plocha hadic vozidla 10x10

Tatra 10x10	Plocha
Druh hadice	$S_{V1} [\text{m}^2]$
Potrubí	0,16
Sací hadice	0,92
Tlakové hadice	0,93
Odpadní hadice	0,97
Celkem	2,98

Tabulka 4 – Teplosměnná plocha hadic vozidla 8x8

Tatra 8x8	Plocha
Druh hadice	S_{V2} [m²]
Potrubí	0,16
Sací hadice	0,68
Tlakové hadice	0,29
Odpadní hadice	0,26
Celkem	1,39

7.2 Celková teplosměnná plocha

Tatra 10x10

$$S_{C1} = S_{N1} + S_{CK1} + S_{V1}$$

$$S_{C1} = 0,27 + 1,449 + 2,98$$

$$S_{C1} = 4,699 \text{ m}^2 \approx \mathbf{4,7 \text{ m}^2}$$

Tatra 8x8

$$S_{C2} = S_{N2} + S_{CK2} + S_{V2}$$

$$S_{C2} = 0,16 + 0,671 + 1,39$$

$$S_{C2} = 2,221 \text{ m}^2 \approx \mathbf{2,2 \text{ m}^2}$$

7.3 Hmotnosti všech částí hydraulického systému

7.3.1 Hmotnost hydraulického oleje

Pro výpočet hmotnosti oleje v systému je potřeba znát jeho objem. Do celkového objemu oleje v hydraulickém systému je kromě nádrže započítán objem oleje, který je obsažený ve všech vedeních kapaliny a v hydraulických válcích.

Tatra 10x10

Objem v nádrži

Objem oleje v nádrži je uveden ve výkresu nádrže.

$$V_N = 12 \text{ dm}^3 = 0,0012 \text{ m}^3$$

Objem v hadicích

Příklad výpočtu pro sací hadici

Sací

$$V_{SH} = S_{SH} \cdot l_{SH} = \frac{\pi \cdot d_{SH}^2}{4} \cdot l_{SH} = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 8,2 = 0,00402 \text{ m}^3 = 4,02 \text{ dm}^3$$

Objemy v ostatních hadicích a v potrubí byly počítány analogicky.

Tabulka 5 – Objem kapaliny ve vedení

	V_H
Jednotka	[dm³]
Potrubí	0,41
Sací hadice	4,02
Tlaková hadice	1,84
Odpadní hadice	3,5
Součet	9,77

Objem kapaliny v hydraulických válcích

$$V_{VP1} = 0,765 \text{ dm}^3$$

$$V_{VP2} = 0,5 \text{ dm}^3$$

Objem v dalších prvcích systému

$$V_{PS} = 1,4 \text{ dm}^3$$

Celkový objem kapaliny vozidla 10x10

$$V_C = V_N + V_{SH} + V_{TH} + V_{OH} + V_{PT} + V_{VP1} + V_{VP2} \quad [\text{m}^3] \quad (82)$$

$$V_C = 12 + 4,02 + 1,84 + 3,5 + 0,37 + 0,04 + 0,765 + 0,51 + 1,4 = 24,4 \text{ dm}^3$$

$$V_C = 0,0244 \text{ dm}^3$$

Hmotnost kapaliny v systému

$$m_1 = V_C \cdot \rho \quad [\text{m}^3] \quad (83)$$

$$m_1 = 24,4 \cdot 865 = 21,1 \text{ kg}$$

Tatra 8x8

Objem v nádrži

Objem oleje v nádrži je udáván výrobcem. U verze 8x8 jsou dvě nádrže o objemu $V = 1,5 \text{ dm}^3$.

$$V_{N2} = 2 \cdot 1,5 = 3 \text{ dm}^3$$

Objem v hadicích

Sací

$$V_{SH} = S_{SH} \cdot l_{SH} = \frac{\pi \cdot d_{SH}^2}{4} \cdot l_{SH} = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 6,1 = 0,003 \text{ m}^3 = 3 \text{ dm}^3 \quad (84)$$

Tabulka 6 – Objem kapaliny ve vedení

	V_{H1}
Jednotka	[dm³]
Potrubí	0,41
Sací hadice	3
Tlaková hadice	0,58
Odpadní hadice	0,97
Součet	4,96

Objem v hydraulickém válci

$$V_{VP1} = 0,765 \text{ dm}^3$$

Objem v dalších prvcích systému

$$V_{PS} = 1,2 \text{ dm}^3$$

Celkový objem kapaliny

$$V_{C2} = V_N + V_{SH} + V_{TH} + V_{OH} + V_{PT} + V_{VP1} + V_{PS} \quad [\text{m}^3] \quad (87)$$

$$V_{C2} = 3 + 3 + 0,58 + 0,97 + 0,37 + 0,04 + 0,765 + 1,2 = 9,93 \text{ dm}^3$$

$$V_{C2} = 0,00993 \text{ m}^3$$

Hmotnost kapaliny v systému vozidla 8x8

$$m_2 = V_C \cdot \rho \quad [\text{kg}] \quad (88)$$

$$m_2 = 0,00993 \cdot 865 = 8,58 \text{ kg}$$

7.3.2 Hmotnosti kovových prvků

Hmotnosti kovových prvků systému byly určeny z výkresů nebo z technických specifikací prvků.

Tatra 10x10

Tabulka 7 – přehled hmotností všech kovových prvků systému vozidla 8x8

	Hmotnost
Součást	m[kg]
Nádrž	7,80
Potrubí	1,73
Šroubení	3,50
Čerpadlo 1.okruhu	4,50
Čerpadlo 2.okruhu	2,60
Čerpadlo zadního řízení	13,90
Hydraulický válec přední	12,50
Hydraulický válec zadní	22,00

Filtr	4,60
Akumulátor	3,50
Monoblok přední	50,00
Monoblok zadní	9,50
Pojistný ventil	3,50
Celkem	139,63

Tatra 8x8

Tabulka 8 – přehled hmotností všech kovových prvků systému vozidla 10x10

	Hmotnost
Součást	m[kg]
Potrubí	1,73
Šroubení	2,70
Čerpadlo 1.okruh	4,50
Čerpadlo 2.okruh	2,60
Hydraulický válec přední	12,50
Monoblok přední	50,00
Pojistný ventil	3,50
Celkem	77,53

Hmotnost umělohmotné nádrže Tatra 8x8

$$m_{PN} = 0,7 \text{ kg}$$

7.3.3 Hmotnosti hadic

Tatra 10x10

Tabulka 9 – přehled hmotností všech hadic systému vozidla 10x10

	Hmotnost
Součást	m [kg]
Sací hadice	4,10
Tlakové hadice	7,57
Odpadní hadice	5,30
Celkem	16,97

Tatra 8x8

Tabulka 10 – přehled hmotností všech hadic systému vozidla 8x8

	Hmotnost
Součást	m [kg]
Sací hadice	3,05
Tlakové hadice	2,39
Odpadní hadice	1,48
Celkem	6,92

8 Určení tepelných výkonů jednotlivých hydraulických prvků

Jsou vypočteny ztrátové neboli tepelné výkony všech prvků systému servořízení předních a zadní nápravy. Tatra ve verzi 10x10 je vybavena všemi těmito prvky servořízení, Tatra 8x8 pouze těmi prvky, které jsou součástí předního řízení. Na konci kapitoly je uveden celkový ztrátový výkon servořízení obou vozidel.

8.1 Ztrátový výkon čerpadla hlavního okruhu

Čerpadlo je s regulací na konstantní průtok pomocí třicestného regulátoru průtoku. Ztrátový výkon tedy není tvořen pouze ztrátami na samotném čerpadle, ale i na škrticím a na přepouštěcím ventilu. U hlavního čerpadla není jasné, zda je lamelové nebo zubové, technický list čerpadla tuto informaci neuvádí a neoficiální zdroje této informace nejsou jednotné. Čerpadla pro zadní řízení a záložní čerpadlo jsou vybavena stejnou regulací, výpočet je tedy obdobný. Hodnoty pro výpočet byly určeny z technického listu čerpadel nebo byly voleny na základě uváděných hodnot pro daný typ čerpadla.

Výpočet průtokové účinnosti čerpadla

Výrobce udává minimální průtok čerpadla $Q = 13 \text{ dm}^3/\text{min}$ při tlakovém spádu $\Delta p = 0,5 \text{ MPa}$ a otáčkách $n = 500 \text{ ot/min}$.

Geometrický objem čerpadla

$$V_{G1} = 32 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Průtok volím o něco vyšší než je uvedený minimální průtok

$$Q_{sk1} = 13,75 \text{ dm}^3/\text{min}$$

Teoretický průtok lze vypočítat ze vztahu

$$Q_t = V_G \cdot n_{zč} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (42)$$

$$Q_t = 32 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{500}{60} = 2,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 16 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\eta_Q = \frac{Q_{sk}}{Q_t} = \frac{13,75}{16} = 0,86 \quad [-] \quad (43)$$

Hydraulicko – mechanickou účinnost volím

$$\eta_{MH} = 0,92$$

Celková účinnost

$$\eta_C = \eta_Q \cdot \eta_{HM} = 0,86 \cdot 0,92 = 0,79 \quad [-] \quad (44)$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu

Průtok škrticím ventilem

$$Q_{šV1} = Q_2 = 25 \, dm^3 \cdot min^{-1} = 4,17 \cdot 10^{-4} \, m^3 \cdot s^{-1}$$

Tlakový spád na škrticím ventilu

Tlakové spády na škrticích ventilech trojcestných tlakových vah se běžně pohybují od 0,5 MPa do 1 MPa, volím nejvyšší hodnotu v rozsahu, jelikož nastavená regulovaná hodnota průtoku čerpadlem, se pohybuje na spodní hranici možného rozsahu nastavení průtoku čerpadla.

$$\Delta p_{šV1} = 1 \, MPa = 1 \cdot 10^6 \, Pa$$

$$P_{ZšV1} = Q_1 \cdot \Delta p_{šV1} \quad [W] \quad (45)$$

$$P_{ZšV1} = 4,17 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 10^6 = 417 \, W$$

Výpočet ztrátového výkonu na přepouštěcím ventilu

Tlakový spád na přepouštěcím ventilu odpovídá součtu průměrného tlaku v obvodu a tlakovému spádu na škrticím ventilu. Průměrný tlak v obvodu volím $p_1 = 4 \, MPa$, což je průměrný tlak v servořízení zatíženého vozidla. Tato hodnota tlaku byla zvolena na základě dostupných měření tlaku v obvodu předního řízení při zatíženém vozidle.

$$\Delta p_{PV1} = p_{č1} = p_1 + \Delta p_{šV1} = 5 \, MPa = 5 \cdot 10^6 \, Pa$$

$$Q_{PV1} = V_{G1} \cdot n_{č1} \cdot (1 - \eta_{Q1}) - Q_1 \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (46)$$

$$Q_{PV1} = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{1300}{60} \cdot (1 - 0,86) - 4,17 \cdot 10^{-4} = 1,798 \cdot 10^{-4} \, m^3 \cdot s^{-1}$$

$$Q_{PV1} = 1,796 \cdot 10^{-4} \, m^3 \cdot s^{-1} = 10,78 \, dm^3 \cdot min^{-1}$$

$$P_{ZPV1} = Q_{PV1} \cdot \Delta p_{PV1} \quad [W] \quad (47)$$

$$P_{ZPV1} = 1,796 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot 10^6 = 898 \, W$$

Ztrátový výkon čerpadla

$$P_{Zč1} = V_{G1} \cdot n_{č1} \cdot p_{č1} \cdot (1 - \eta_{C1}) \quad [W] \quad (48)$$

$$P_{Z\check{c}1} = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{1300}{60} \cdot (1 - 0,79) = \mathbf{728 \text{ W}}$$

Celkový ztrátový výkon hydrogenerátoru

$$P_{Z1} = P_{Z\check{S}V1} + P_{ZPV1} + P_{Z\check{c}1} \quad [\text{W}] \quad (74)$$

$$P_{Z1} = 417 + 898 + 728 = \mathbf{2043 \text{ W}}$$

8.2 Ztrátový výkon hydrogenerátoru pro zadní řízení

Průtokovou ani mechanickou účinnost výrobce neuvádí, je nutné ji tedy zvolit. Volím obvyklé hodnoty pro daný typ čerpadla a tlakový spád. Čerpadlo je zubové.

Průtoková účinnost

$$\eta_{Q3} = 0,93$$

Hydraulicko – mechanická účinnost

$$\eta_{HM3} = 0,86$$

Celková účinnost čerpadla bez regulace

$$\eta_{C3} = \eta_{Q3} \cdot \eta_{HM3} \quad [\text{W}] \quad (49)$$

$$\eta_{C3} = 0,93 \cdot 0,86 = 0,8$$

Teoretický průtok čerpadla

$$V_{G3} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (50)$$

$$Q_{T3} = V_G \cdot n_{\check{c}3}$$

$$Q_{T3} = 19 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1300}{60} = 4,12 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečný průtok čerpadla

$$V_{G3} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (51)$$

$$Q_{\check{c}3} = Q_{T3} \cdot \eta_Q$$

$$Q_{\check{c}3} = 4,12 \cdot 10^{-4} \cdot 0,93$$

$$Q_{\check{c}3} = 3,83 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 22,97 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu

Tlakový spád na škrticím ventilu volím

$$\Delta p_{\check{S}V3} = 0,8 \text{ MPa} = 8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$Q_3 = 17 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2,83 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_{ZšV3} = Q_3 \cdot \Delta p_{šV3} \quad [\text{W}] \quad (52)$$

$$P_{ZšV3} = 2,83 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 10^5 = \mathbf{226,4 \text{ W}}$$

Výpočet ztrátového výkonu na přepouštěcím ventilu

Tlakový spád na přepouštěcím ventilu odpovídá součtu průměrného tlaku v obvodu a tlakovému spádu na škrticím ventilu. Průměrný tlak v obvodu volím $p_3 = 6 \text{ MPa}$. Tato hodnota vychází z měření tlaku před ventilovým blokem zadního řízení.

Tlakový spád na přepouštěcím ventilu

$$\Delta p_{PV3} = p_{č3} = p_3 + \Delta p_{šV3} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (46)$$

$$\Delta p_{PV3} = 6 + 0,8 = 6,8 \text{ MPa} = 6,8 \cdot 10^6 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (53)$$

$$Q_{PV3} = Q_{č3} - Q_3$$

$$Q_{PV3} = 3,83 \cdot 10^{-4} - 2,83 \cdot 10^{-4} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s} \quad [\text{W}] \quad (54)$$

$$P_{ZPV3} = Q_{PV3} \cdot \Delta p_{šV3}$$

$$P_{ZPV3} = 1 \cdot 10^{-4} \cdot 6,8 \cdot 10^6 = \mathbf{680 \text{ W}}$$

Ztrátový výkon čerpadla

$$P_{Zč3} = V_{G3} \cdot n_{č3} \cdot p_{č3} \cdot (1 - \eta_{C3}) \quad [\text{W}] \quad (55)$$

$$P_{Zč3} = 1,9 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{1300}{60} \cdot 6,8 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,8) = \mathbf{560 \text{ W}}$$

Celkový ztrátový výkon

$$P_{Z3} = P_{ZšV3} + P_{ZPV3} + P_{Zč3}$$

$$P_{Z3} = 226,4 + 680 + 560 = \mathbf{1466,4 \text{ W}} \quad [\text{W}] \quad (56)$$

8.3 Ztrátový výkon záložního čerpadla

Jedná se o lamelové čerpadlo.

Výpočet průtokové účinnosti čerpadla

Průtoková účinnost čerpadla se dá vypočítat z dostupných naměřených hodnot. Skutečný průtok naměřený při otáčkách $n = 600 \text{ ot/min}$ a tlakovém spádu $\Delta p = 0,6 \text{ MPa}$. Těchto otáček vozidlo dosahuje asi při rychlosti $v = 25 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$

$$Q_{sk2} = 12,2 \text{ dm}^3/\text{min}$$

Teoretický průtok lze vypočítat ze vztahu

$$Q_{t2} = V_{G2} \cdot n_{zč} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (57)$$

$$Q_{t2} = 21 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{600}{60} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 12,6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$V_{G2} = 2,1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\eta_{Q2} = \frac{Q_{sk2}}{Q_{t2}} \quad [-] \quad (58)$$

$$\eta_{Q2} = \frac{12,2}{12,6} = 0,968$$

Hydraulicko – mechanickou účinnost volím

$$\eta_{MH2} = 0,86$$

Celková účinnost

$$\eta_{C2} = \eta_Q \cdot \eta_{HM} = 0,968 \cdot 0,86 = 0,83 \quad [-] \quad (59)$$

Skutečný průtok čerpadla

$$V_{G2} = 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$Q_{\check{C}2} = V_G \cdot n_{\check{C}3} \cdot \eta_Q \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (60)$$

$$Q_{\check{C}2} = 21 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{960}{60} \cdot 0,968 = 3,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 19,51 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Ztrátový výkon na škrticím ventilu

Průtok škrticím ventilem

$$Q_{\check{S}V2} = Q_2 = 16 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Tlakový spád na škrticím ventilu

$$\Delta p_{\check{S}V2} = 0,4 \text{ MPa} = 4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_{Z\check{S}V2} = Q_2 \cdot \Delta p_{\check{S}V2} \quad [\text{W}] \quad (61)$$

$$P_{Z\check{S}V2} = 2,67 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot 10^5 = \mathbf{106,8 \text{ W}}$$

Průměrnou rychlost vozidla volím 40 km/h, při této rychlosti jsou otáčky čerpadla

$$n = 960 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet ztrátového výkonu na přepouštěcím ventilu

Tlakový spád na přepouštěcím ventilu

$$\Delta p_{PV2} = p_{\check{C}2} = 0,9 \text{ MPa} = 9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$Q_{PV2} = Q_{\check{C}2} - Q_2$$

$$Q_{PV2} = 3,25 \cdot 10^{-4} - 2,67 \cdot 10^{-4} = 5,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$P_{ZPV2} = Q_{PV2} \cdot \Delta p_{\check{S}V2} \quad [\text{W}] \quad (63)$$

$$P_{ZPV2} = 5,8 \cdot 10^{-5} \cdot 9 \cdot 10^5 = \mathbf{52,2 \text{ W}}$$

Ztrátový výkon čerpadla

$$P_{Z\check{C}2} = V_{G2} \cdot n_{\check{C}2} \cdot p_{\check{C}2} \cdot (1 - \eta_c) \quad [\text{W}] \quad (64)$$

$$P_{Z\check{C}2} = 2,1 \cdot 10^{-5} \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot \frac{960}{60} \cdot (1 - 0,83) = \mathbf{51,4 \text{ W}}$$

Celkový ztrátový výkon hydrogenerátoru

$$P_{Z2} = P_{Z\check{S}V2} + P_{ZPV2} + P_{Z\check{C}2} \quad [\text{W}] \quad (65)$$

$$P_{Z2} = 106,8 + 52,2 + 51,4 = \mathbf{210,4 \text{ W}}$$

Vedení kapaliny

K určení celkového tepelného výkonu všech vedení u obou vozidel bylo potřeba rozdělit vedení podle světlosti a podle průtoku kapaliny vedením, ke každé části byly vypočteny všechny potřebné veličiny pro určení teoretického tlakového spádu na vedení a tuto hodnotu vynásobit hodnotou průtoku v dané části. Tlaková ztráta byla vypočtena při teplotě kapaliny 50°C. Uvedené hodnoty v tabulce byly vypočítány podle vztahů uvedené v kapitole č. 3.2.

Tabulka 11 – Ztrátový výkon všech vedení kapaliny vozidla Tatra 10x10

Tatra 10x10	L[m]	d[m]	Q[dm ³ /m]	S[m ²]	v[m·s ⁻¹]	Re[-]	λ[-]	Δp[Pa]	Pz[W]
Potrubí ø12	1,85	0,012	25	0,000113	3,69	1843	0,041	36926	15,39
Potrubí ø12	1,41	0,012	16	0,000113	2,36	1180	0,064	17983	3,00
Potrubí ø19	0,14	0,019	16	0,000283	0,94	745	0,101	284	0,05
Hadice sací ø25	1,1	0,025	25	0,000491	0,85	885	0,102	1396	0,58
Hadice sací ø25	2,1	0,025	17	0,000491	0,58	602	0,150	1813	0,51
Hadice sací ø25	4,9	0,025	16	0,000491	0,54	566	0,159	3981	1,06
Hadice tlaková ø12,7	0,9	0,0127	25	0,000127	3,29	1741	0,052	17155	7,15
Hadice tlaková ø12,7	8,75	0,0127	17	0,000127	2,24	1184	0,076	113413	32,13
Hadice tlaková ø12,7	4,8	0,0127	16	0,000127	2,11	1115	0,081	58555	15,61
Hadice odpadní ø20	1,4	0,02	25	0,000314	1,33	1106	0,081	4339	1,81
Hadice odpadní ø20	8,05	0,02	17	0,000314	0,90	752	0,120	16957	4,80
Hadice odpadní ø20	1,6	0,02	16	0,000314	0,85	708	0,127	3174	0,85
Celkem								275974	82,94

$$P_{ZV1} = 82,94 \text{ W}$$

K délkám potrubí a hadic byla připočtena délka vedení navíc, která odpovídá místním ztrátám v tvarovkách. Tlaková ztráta ve vedení je 0,27 MPa. Celkový ztrátový výkon v potrubí a v hadicích je asi 83 W.

Tabulka 12– Ztrátový výkon všech vedení kapaliny vozidla Tatra 8x8

Tatra 8x8	L[m]	d[m]	Q[dm ³ /m]	S[m ²]	v[m·s ⁻¹]	Re[-]	λ[-]	Δp[Pa]	Pz [W]
Potrubí ø12	1,85	0,012	25	0,000113	3,686	1843	0,041	36926	15,39
Potrubí ø12	1,41	0,012	16	0,000113	1,470	1180	0,064	17983	3,00
Potrubí ø19	0,14	0,019	16	0,000283	0,588	745	0,101	284	0,05
Hadice sací ø25	1,1	0,025	25	0,000491	0,849	885	0,102	1396	0,58
Hadice sací ø25	4,9	0,025	16	0,000491	0,340	566	0,159	3981	1,06
Hadice tlaková ø12,7	0,9	0,0127	25	0,000127	3,291	1741	0,052	17155	7,15
Hadice tlaková ø12,7	4,8	0,0127	16	0,000127	1,316	1115	0,081	43916	11,71
Hadice odpadní ø20	1,4	0,02	25	0,000314	1,327	1106	0,081	4339	1,81
Hadice odpadní ø20	1,6	0,02	16	0,000314	0,531	708	0,127	3174	0,85
Celkem								129153	41,59

$$P_{ZV2} = 41,59 \text{ W}$$

V případě ztrát v potrubí u vozidla 8x8 je ztrátový výkon asi poloviční jako u vozidla s předními i zadní řízenou nápravou. Tlaková ztráta činí asi 0,13 MPa a celkový tepelný výkon je asi 41,6 W, u obou vozidel tedy ztráty ve vedení nejsou velké a tvoří až zanedbatelnou část celkového ztrátového výkonu hydraulického okruhu servořízení obou vozidel. To je způsobeno poměrně velkou světlostí hadic, kdy ve vedení dochází k laminárnímu proudění a rychlosti proudění v tlakových hadicích se pohybují přes 3 m·s⁻¹, u odpadních kolem 1 m·s⁻¹ a u sacích hadic kolem 0,5 m·s⁻¹.

Odpadní filtr

Výpočet ztrátového výkonu na filtru

Filtr je odpadní a je společný pro všechny čerpadla

Jsou odečteny tlakové ztráty pro příslušný průtok filtrem, pro obě verze vozidla.

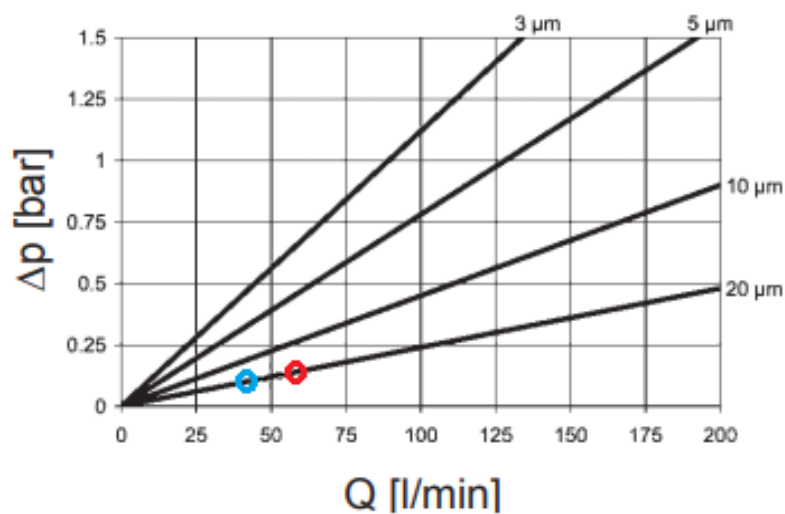
První výpočet je pro desetikolové vozidlo, druhý pro osmikolové.

Průtok filtrem

$$Q_{OF1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 25 + 16 + 17 = 58 \text{ l/min}$$

$$Q_{OF2} = Q_1 + Q_2 = 25 + 16 = 41 \text{ l/min}$$

Tlaková ztráta na filtru



Obr. 31 Tlakový spád na odpadním filtru

$$p_{ZOF1} = 0,017 \text{ MPa}$$

$$p_{ZOF1} = 0,012 \text{ MPa}$$

Ztrátový výkon

$$P_{ZF} = Q_{OF} \cdot p_{ZOF} \quad [\text{W}] \quad (67)$$

$$P_{ZF1} = \frac{58}{60000} \cdot 0,017 \cdot 10^6 = 16,4 \text{ W}$$

$$P_{ZF2} = \frac{41}{60000} \cdot 0,012 \cdot 10^6 = 8,2 \text{ W}$$

Tlakový filtr

Průtok filtrem

$$Q_{TF} = Q_1 = 17 \text{ l/min}$$

Tlaková ztráta na filtru

Technický listu filtru není k dispozici, proto byla tlaková ztráta odhadnuta podle jiného filtru při stejném průtoku a se stejnou filtrační vložkou.

$$p_{ZTF} = 0,01 \text{ MPa}$$

Ztrátový výkon

$$P_{ZTF} = Q_{OF} \cdot p_{ZOF} \quad [\text{W}] \quad (68)$$

$$P_{ZTF} = \frac{17}{60000} \cdot 0,01 \cdot 10^6 = 2,87 \text{ W}$$

Monoblok předního řízení

Z dostupných měření výrobce Tatra je znám tlak před monoblokem předního řízení. Tlak byl měřen na stojícím vozidle bez rejdivání, tudíž odpovídá pouze ztrátám ve vedení za monoblokem, ztrátě na odpadním filtru a tlakové ztrátě na samotném monobloku. Po odečtu teoretické vypočítané tlakové ztráty vedení a filtru dostaneme tlakovou ztrátu na monobloku. Monoblok je připojen jednak k čerpadlu prvního okruhu a také k záložnímu čerpadlu, kapalina ze záložního čerpadla při normální funkci pouze protéká otevřeným ventilem a vrací se zpět do nádrže, tlaková ztráta je tedy minimální. Záložní okruh dodává tlakovou kapalinu pouze, pokud dojde k havárii hlavního okruhu.

Tlakový spád naměřený na monobloku stojícího vozidla

$$\Delta p_{PM1} = 1,05 \text{ MPa}$$

Tlakový spád způsobený třecími a místními ztrátami při zatáčení by však měl být vyšší, při kroucením volantu je kapalina přesměrována do pracovní části monobloku četnými zúženími, což tlakovou ztrátu pravděpodobně zvyšuje.

Průměrnou hodnotu tedy volím

$$\Delta p_{PM} = 1,8 \text{ MPa}$$

Ztrátový výkon

$$P_{ZPM} = Q_1 \cdot p_{PM}$$

$$P_{ZPM} = 4,17 \cdot 10^{-4} \cdot 1,8 \cdot 10^6 = 750 \text{ W}$$

Monoblok zadního řízení

Kapalina v neaktivním režimu zadního řízení pouze protéká přes otevřený řízený pojistný ventil, kdy je ztrátový tlak asi 1 MPa, při aktivním režimu při jízdě rovně je asi 0,4 MPa, při zatáčení hodnota tlakové ztráty jistě naroste.

Hodnotu průměrného tlakového spádu tedy volím.

$$\Delta p_{ZM} = 1,5 \text{ MPa}$$

Ztrátový výkon

$$P_{ZZM} = Q_3 \cdot \Delta p_{ZM} \quad [\text{W}] \quad (69)$$

$$P_{ZZM} = 2,83 \cdot 10^{-4} \cdot 1,5 \cdot 10^6 = 425 \text{ W}$$

8.3.1 Celkový ztrátový výkon

Tatra 10x10

Tepelný výkon servořízení u Tatra 10x10 je tvořen součtem tepelných výkonů hydrogenerátorů přední a zadní nápravy, záložního hydrogenerátoru, předního a zadního monobloku řízení, dále potrubí a tlakového a sacího filtru. Ztráty v hydraulických válcích jsou zanedbány, ztráty ve šroubení jsou zahrnuty ve ztrátách v potrubí.

Celkový teoretický ztrátový výkon servořízení vozidla Tatra 10x10.

$$P_{ZC1} = P_{Z1} + P_{Z2} + P_{Z3} + P_{ZV1} + P_{ZF1} + P_{ZTF} + P_{ZPM} + P_{ZZM} \quad [\text{W}] \quad (70)$$

$$P_{ZC1} = 2043 + 1466,4 + 210,4 + 82,94 + 16,4 + 8,2 + 2,87 + 750 + 425 = \mathbf{5005,21 \text{ W}}$$

Tatra 8x8

Tatra 8x8 není vybavena prvky řízení zadní nápravy, těmi jsou hydrogenerátor pro zadní řízení, monoblok zadního řízení a tlakový filtr. Má také odlišné délky vedení pracovní kapaliny.

Celkový teoretický ztrátový výkon servořízení vozidla Tatra 8x8

$$P_{ZC2} = P_{Z1} + P_{Z2} + P_{ZV2} + P_{ZF2} + P_{ZOF} + P_{ZPM} \quad [\text{W}] \quad (71)$$

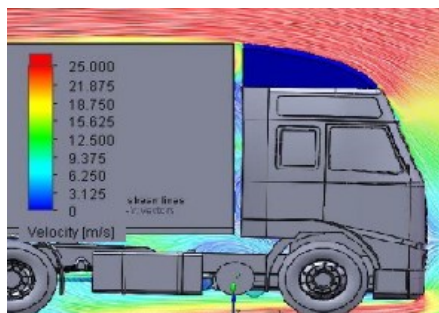
$$P_{ZC2} = 2043 + 210,4 + 41,59 + 8,2 + 750 = \mathbf{3053,19 \text{ W}}$$

9 Určení koeficientů přestupu tepla různých částí systému

Nejprve je nutné určit součinitel přestupu tepla, podílí se totiž na velikosti všech koeficientů přestupu tepla.

Hodnota součinitele přestupu tepla ze systému do okolí

Hodnota součinitele přestupu tepla do okolí závisí zejména na rychlosti proudění okolního vzduchu, rychlost proudění vzduchu závisí samozřejmě na rychlosti vozidla a také na pozici, kde se daný prvek nachází.



Obr. 31 Rychlosti proudění kolem nákladního vozidla¹⁸

Z obrázku č. 31, který zobrazuje rychlost vzduchu, který obtéká nákladní automobil. Z vektorů rychlosti v oblasti podvozku vozidla, kde jsou umístěny hadice a některé z dalších prvků, můžeme vidět, že rychlost obtékání v oblasti podvozku při rychlosti vozidla 25 m/s, tedy 90 km/h je kolem 7 m/s. Nákladní automobily Tatra, které jsou předmětem práce se však nejčastěji pohybují nižší rychlostí, kolem 40 km/h, průměrnou hodnotu rychlosti obtékaného vzduchu tedy volím 4 m/s.

Pokud je střední rychlost proudění 10 m/s proti stěně, tak hodnota součinitele přestupu tepla na stěně odpovídá hodnotě $\alpha = 45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, při rychlosti 4 m/s se tedy součinitel přestupu tepla do okolí α bude pohybovat kolem hodnoty $18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.²⁰

$$\alpha_2 = 18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

9.1 Koeficient prostupu tepla pro vedení kapaliny

Tato veličina závisí na součiniteli přestupu tepla z kapaliny do hadice a z hadice do okolí. Tyto součinitele je nutné vypočítat nebo odhadnout.

Výpočet součinitele přestupu tepla z kapaliny do hadice

Výpočet součinitele přestupu tepla pro odpadní hadici, tato hadice má průměr vyšší než tlakové hadice a nižší než sací hadice, je tedy nejvhodnější pro výpočet. Výsledek je použit pro výpočet koeficientů prostupu tepla také pro všechny ostatní hadice.

Pradtlovo číslo

$$Pr = \frac{\nu}{\frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}} \quad [-] \quad (72)$$

kde $\nu = 24 \cdot 10^{-6}$ – kinematická viskozita

$\lambda = 0,14$ – součinitel tepelné vodivosti oleje

$c_p = 2051$ – měrná tepelná kapacita

$\rho = 865$ – hustota kapaliny

$$Pr = \frac{24 \cdot 10^{-6}}{\frac{0,14}{2051 \cdot 865}} = 304$$

Reynoldsovo číslo

$$v = \frac{Q_{\check{c}3}}{S_{HO}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (72)$$

$$v = \frac{0,00028}{0,000314} = 0,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (73)$$

$$Re = \frac{0,9 \cdot 0,02}{24 \cdot 10^{-6}} = 751$$

Jedná se o laminární proudění

Nusseltovo číslo

$$Nu = \sqrt[3]{3,66^3 \cdot 1,61^3 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}} \quad [-] \quad (75)$$

$$Nu = \sqrt[3]{3,66^3 \cdot 1,61^3 \cdot 751 \cdot 353 \cdot \frac{0,02}{0,02}} = 360$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

$$\alpha_1 = \frac{360 \cdot 0,14}{0,02} = 2522 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet koeficientu prostupu tepla

$$k_{OH} = \frac{1}{\frac{1}{d_1 \cdot \alpha_1} + \sum_{i=0}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{d_2 \cdot \alpha_2}}$$

$$= \frac{k_{OH}}{1}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{0,02 \cdot 2522} + \frac{1}{2 \cdot 0,25} \ln \frac{0,02185}{0,02} + \frac{1}{2 \cdot 10} \ln \frac{0,02385}{0,02185} + \frac{1}{2 \cdot 0,19} \ln \frac{0,028}{0,02385} + \frac{1}{0,028 \cdot 18}}$$

$$\text{kde } d_1 = 0,02 \text{ mm}$$

$$d_2 = 0,02185 \text{ mm}$$

$$d_3 = 0,02385 \text{ mm}$$

$$d_4 = 0,28 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 = 2522 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\alpha_2 = 18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\lambda_1 = 0,25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ – tepelná vodivost materiálu NBR}$$

$$\lambda_2 = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ – tepelná vodivost ocelových drátů mezi NBR}$$

$$\lambda_3 = 0,19 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ – tepelná vodivost materiálu CR }^{21}$$

$$k_{OH} = 0,38 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tabulka 13 – koeficienty přestupu tepla pro různé hadice obvodu servořízení

	k
	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
potrubí	0,27
sací hadice	0,45
tlaková hadice	0,28
odpadní hadice	0,38

9.2 Určení koeficientu prostupu tepla nádrže

Každé z obou vozidel má jinou nádrž, je tedy nutné zvolit koeficient prostupu tepla pro nádrž pro obě vozidla odděleně.

Hodnotu koeficientu prostupu tepla volím z tabulky č. 2.

Tatra 10x10

$$k_{N1} = 22 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$$

Vozidlo 8x8 má umělohmotnou nádrž, která má horší tepelnou vodivost než, plech, navíc je umístěná pod kabinou vozidla. Volím tedy hodnotu nižší

Tatra 8x8

$$k_{N2} = 19 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$$

9.3 Určení koeficientu prostupu tepla kovových prvků

Ve většině případů jde o prostu tepla válcovou stěnou, vnitřní prostor ventilů, filtrů i dalších hydraulických prvků je většinou válcový. Pro výpočet je tedy použit stejný vztah jako při výpočtu vedení. Hodnota součinitele přestupu tepla do okolí je uvedena výše. Přestup tepla z kapaliny na stěnu prvku záleží na způsobu proudění, pokud je tato hodnota vysoká má na výsledný prostup malý vliv.

Průměrná tloušťka stěn hydraulických prvků se pohybuje kolem 7 mm.

$$\text{Volím } \alpha_3 = 2000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\alpha_1 = 18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$s = 0,005 \text{ m} - \text{tloušťka stěny}$$

$$\lambda = 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} - \text{tepelná vodivost oceli}$$

$$k_{KP} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_3}} = \frac{1}{\frac{1}{18} + \frac{0,007}{50} + \frac{1}{2000}} = 17,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Všechny prvky hydraulického systému jsou vyrobeny z oceli, až na některé její části. Pro účely tepelného výpočtu je na místě tyto nekovové části zanedbat. U obou automobilů je odvod tepla stejný, není tedy potřeba koeficienty rozlišovat v závislosti na vozidle. Kovovými prvky proudí kapalina značnou rychlostí, což zvyšuje jejich odvod tepla, na druhou stranu většina prvků je umístěna pod kabinou automobilu, kde je velmi omezené proudění vzduchu, výsledná hodnota je tedy nižší než u nádrže.

10 Výpočet tepla odvedeného systémem užitím vypočtených koeficientů prostupu tepla

Pro přesný výpočet velikosti tepla odvedeného systémem, je třeba jej vypočítat pro každou část obvodu zvlášť. Každý prvek systému má odlišnou schopnost odvádět teplo, ta závisí na koeficientu přestupu tepla, tyto koeficienty pro prvky na teplené výměně se podílející jsou vypočítány, odhadnuty nebo zvoleny podle tabulkových hodnot. Odvedené teplo závisí také na teplotním spádu. Velikost teplotního spádu odpovídá předpokládanému teplotnímu spádu na chladiči, obvykle se volí 40 °C. Koeficienty prostupu tepla pro všechny části systému jsou uvedeny v předchozí kapitole č. 7.

10.1 Vozidlo 10x10

Teplo odvedené vedením kapaliny

Vztah pro výpočet je uveden a popsán v kapitole 3.3

Sací hadice

$$P_{HS1} = \pi \cdot 8,2 \cdot 0,45 \cdot 40 = 463,7 \text{ W}$$

Tlakové hadice

$$P_{HT1} = \pi \cdot 14,55 \cdot 0,28 \cdot 40 = 512 \text{ W}$$

Odpadní hadice

$$P_{HO1} = \pi \cdot 11,15 \cdot 0,38 \cdot 40 = 532,4 \text{ W}$$

Potrubí

$$P_{OP} = \pi \cdot 3,4 \cdot 0,27 \cdot 40 = 115,4 \text{ W}$$

Teplo odvedené vedením

$$P_{V1} = P_{HS1} + P_{HT1} + P_{HO1} + P_{OP}$$

$$P_{V1} = 504,9 + 548,5 + 574,5 + 128,2 = \mathbf{1623,5 \text{ W}}$$

Teplo odvedené kovovými prvky

$$P_{KP1} = k_{KP} \cdot S_{KP} \cdot \Delta t = 17,8 \cdot 1,449 \cdot 40 = \mathbf{1031,7 \text{ W}}$$

Teplo odvedené nádrží

$$P_{N1} = k_{KP} \cdot S_{N1} \cdot \Delta t = 22 \cdot 0,27 \cdot 40 = \mathbf{237,6 \text{ W}}$$

Celkové odvedené teplo systémem pro vozidlo Tatra 10x10

$$P_{S1} = P_{N1} + P_{KP1} + P_{V1} = 1623,5 + 1031,7 + 237,6 = \mathbf{2892,8 \text{ W}}$$

10.2 Vozidlo 8x8

Teplo odvedené hadicemi a potrubím

Vztah pro výpočet je uveden a popsán v kapitole 3.3, koeficienty prostupu tepla všech druhů hadic jsou v kapitole 5.1.1. Hodnoty délek hadic byly dodány zadávající firmou.

Sací hadice

$$P_{HS2} = \pi \cdot 6,1 \cdot 0,45 \cdot 40 = 344,9 \text{ W}$$

Tlakové hadice

$$P_{HT2} = \pi \cdot 4,6 \cdot 0,28 \cdot 40 = 161,9 \text{ W}$$

Odpadní hadice

$$P_{HO2} = \pi \cdot 3,1 \cdot 0,38 \cdot 40 = 148 \text{ W}$$

Potrubí

$$P_{OP} = \pi \cdot 3,4 \cdot 0,27 \cdot 40 = 115,4 \text{ W}$$

Teplo odvedené vedením

$$P_{V1} = P_{HS2} + P_{HT2} + P_{HO2} + P_{OP}$$

$$P_{V1} = 344,9 + 161,9 + 148 + 115,4 = \mathbf{770,2\ W}$$

Teplo odvedené kovovými prvky

$$P_{KP2} = k_{KP} \cdot S \cdot \Delta t = 17,8 \cdot 0,671 \cdot 40 = \mathbf{477,8\ W}$$

Teplo odvedené nádrží

$$P_{N2} = k_{KP2} \cdot S \cdot \Delta t = 19 \cdot 0,16 \cdot 40 = \mathbf{121,6\ W}$$

10.2.1 Celkové odvedené teplo systémem vozidla Tatra 8x8

$$P_{S2} = P_{N2} + P_{KP2} + P_{V2} = 121,6 + 477,8 + 770,2 = \mathbf{1454,4\ W}$$

11 Výpočet ustálené teploty systému bez chlazení

U všech výpočtů je nutné dosadit za součin koeficientu prostupu tepla a celkovou teplosměnnou plochu. hodnoty pro dílčí části obvodu, jelikož vypočítané teoretické koeficientu prostupu tepla se vztahují jen k určité části obvodu. Ustálené teploty budou určeny při teplotě okolí 20 °C.

Tatra 10x10

Výpočet oteplovací časové konstanty T

$$\begin{aligned} T &= \frac{\sum_{i=0}^n m_i \cdot c_i}{k \cdot S} \\ &= \frac{m_{KP1} \cdot c_{KP} + m_{H1} \cdot c_H + m_{O1} \cdot c_O}{(k_N \cdot S_N) + (k_{KP} \cdot S_{KP}) + (L_{SH} \cdot k_{SH} \cdot \pi) + (L_{OH} \cdot k_{OH} \cdot \pi) + (L_{TH} \cdot k_{TH} \cdot \pi) + (L_P \cdot k_P \cdot \pi)} \\ &= \frac{139,63 \cdot 450 + 16,97 \cdot 1410 + 21,1 \cdot 1800}{(22 \cdot 0,27) + (17,8 \cdot 1,449) + (8,1 \cdot 0,45 \cdot \pi) + (11,05 \cdot 0,38 \cdot \pi) + (14,45 \cdot 0,28 \cdot \pi) + (3,4 \cdot 0,27 \cdot \pi)} \\ T_1 &= 1712,5\ s \end{aligned}$$

Výpočet ustálené teploty

$$\begin{aligned} &\Delta t_{ust} \\ &= t_0 + \frac{\Phi}{(k_N \cdot S_N) + (k_{KP} \cdot S_{KP} \cdot \pi) + (L_{SH} \cdot k_{SH} \cdot \pi) + (L_{OH} \cdot k_{OH} \cdot \pi) + (L_{TH} \cdot k_{TH} \cdot \pi) + (L_P \cdot k_P \cdot \pi)} \\ &= 20 + \frac{5005,21}{(22 \cdot 0,27) + (17,8 \cdot 1,449) + (8,1 \cdot 0,45 \cdot \pi) + (11,05 \cdot 0,38 \cdot \pi) + (14,45 \cdot 0,28 \cdot \pi) + (3,4 \cdot 0,27 \cdot \pi)} \\ \Delta t_{ust} &= 88,7\ ^\circ C \end{aligned}$$

Tatra 8x8

Výpočet oteplovací časové konstanty T

$$\begin{aligned} T &= \frac{\sum_{i=0}^n m_i \cdot c_i}{k \cdot S} \\ &= \frac{m_{KP2} \cdot c_{KP} + m_{H2} \cdot c_H + m_{O2} \cdot c_O + m_{N2} \cdot c_P}{(k_N \cdot S_N) + (k_{KP} \cdot S_{KP}) + (L_{SH} \cdot k_{SH} \cdot \pi) + (L_{OH} \cdot k_{OH} \cdot \pi) + (L_{TH} \cdot k_{TH} \cdot \pi) + (L_P \cdot k_P \cdot \pi)} \\ &= \frac{77,53 \cdot 450 + 6,92 \cdot 1410 + 8,58 \cdot 1800 + 0,7 \cdot 1100}{(19 \cdot 0,16) + (17,8 \cdot 0,671) + (6 \cdot 0,45 \cdot \pi) + (3 \cdot 0,38 \cdot \pi) + (4,5 \cdot 0,28 \cdot \pi) + (3,4 \cdot 0,27 \cdot \pi)} \\ T_1 &= 1782 \text{ s} \end{aligned}$$

Výpočet ustálené teploty

$$\begin{aligned} \Delta t_{ust} &= t_0 + \frac{\Phi}{(k_N \cdot S_N) + (k_{KP} \cdot S_{KP} \cdot \pi) + (L_{SH} \cdot k_{SH} \cdot \pi) + (L_{OH} \cdot k_{OH} \cdot \pi) + (L_{TH} \cdot k_{TH} \cdot \pi) + (L_P \cdot k_P \cdot \pi)} \\ &= 20 + \frac{3053,19}{(19 \cdot 0,16) + (17,8 \cdot 0,671) + (6 \cdot 0,45 \cdot \pi) + (3 \cdot 0,38 \cdot \pi) + (4,5 \cdot 0,28 \cdot \pi) + (3,4 \cdot 0,27 \cdot \pi)} \\ \Delta t_{ust} &= 109,4 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Průběh teplot obou vozidel bez chlazení je zobrazen na obr. 19

12 Návrh chladiče

12.1 Vozidlo Tatra 10x10

Potřebný výkon chladiče je dán rozdílem ztrátového výkonu hydraulického systému velikostí odvedeného tepla systémem při zvoleném teplotním spádu. Vzduchové chladiče jsou obvykle konstruovány pro teplotní spád 40 °C, což je označení pro rozdíl teploty kapaliny a teploty okolního vzduchu.

Výpočet potřebného výkonu chladiče vychází z rovnice č. 15

Teplu odvedené při teplotním spádu 40 °C

$$P_{S1} = 2892,8 \text{ W}$$

Ztrátový výkon systému servořízení

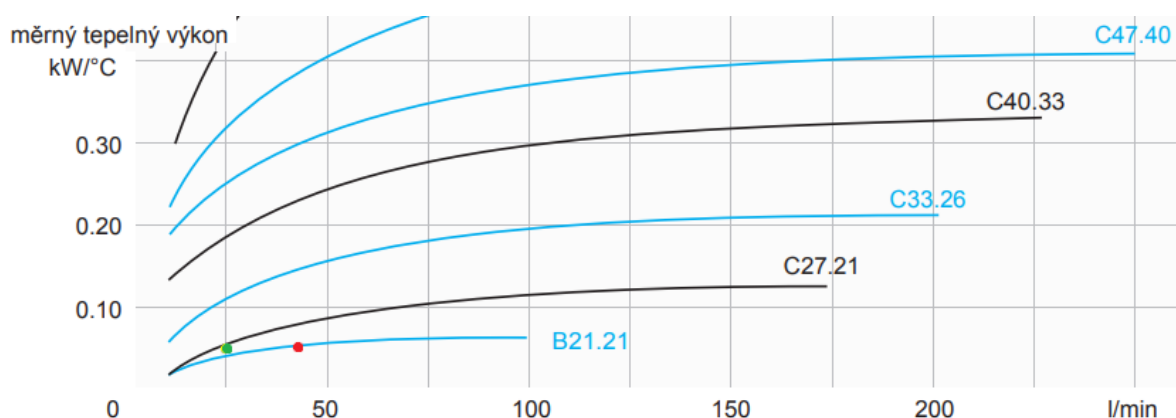
$$P_{ZC1} = 5005,21 \text{ W}$$

Potřebný chladicí výkon

$$P_{CH1} = P_{ZC1} - P_S = 5005,21 - 2892,8 = 2112,41 \text{ W} \approx 2,1 \text{ kW}$$

Výrobci chladičů vždy uvádějí měrný chladicí výkon, který odpovídá chladicímu výkonu v kilowattech vztaženému na 1 °C teplotního spádu. Lze jej jednoduše vypočítat podle vztahu. 80

$$P_{CH1M} = \frac{P_{CH1}}{\Delta t} = \frac{2,1}{40} = 0,0525 \frac{kW}{^{\circ}C}$$



Obr. 31 Výkonové křivky chladičů

Volba chladiče a průtoku chladičem

V grafu jsou znázorněny 2 barevné body, zelený odpovídá potřebnému měrnému výkonu chladiče a průtoku $25 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, červený bod odpovídá taktéž potřebnému měrnému výkonu chladiče a průtoku $42 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Jsou totiž možné dva způsoby zapojení, a to do odpadní větve předního řízení, nebo za spojení odpadních větví pro přední a zadní řízení. Teoreticky je možné připojit i odpadní větev záložního okruhu, ale zvýšení průtoku by bylo zanedbatelné z hlediska nárůstu výkonu chladiče. U obou zapojení by byla nejvhodnější velikost chladiče s označením C27.21, je možné použít i velikost B21.21, v tomto případě by však mohlo při nadměrné zátěži servořízení dojít ke zvýšení teploty nad požadovanou teplotní mez. Při průtoku chladičem C27.21 z odpadních větví předního a zadního řízení bude dosaženo větší rezervy, chladič tedy obvod uchladí i v případě krátkodobé zvýšení ztrátového výkonu servořízení. Tuto variantu tedy volím. Chladič tedy bude zapojen tak, že do odpadního potrubí bude zařazena hydraulická tvarovka, do které se připojí odpadní hadice hydraulického obvodu pro přední řízení a odpadní hadice hydraulického obvodu zadního řízení. Z této tvarovky pak povede spojení na vstup chladiče a z výstupu chladiče do nádrže. Chladiče pro obě vozidla je možné vybavit termobypass ventilem, který otevře průtok chladičem až při nastavené teplotě, vhodná teplota pro nastavení otevření chladiče je 50°C , tak aby došlo k rychlému ohřátí obvodu na provozní teplotu. Součástí je také termostat, který při zvolené teplotě zapne ventilátor chladiče, tuto teplotu volím 60°C .

Označení výsledného chladiče pro obě vozidla: Heinnlich HCD C27.21 – 24 125

12.1.1 Výpočet ustálené teploty hydraulického obvodu vozidla 10x10 s chladičem

Výpočet ustálené teploty s chladičem se od vztahu bez chladiče liší pouze přidáním měrného ztrátového výkonu chladiče.

P_{CH1M} – měrný výkon chladiče při průtoku 42 dm³/min [W/K]

$$\begin{aligned} & \Delta t_{ustCH1} \\ & = t_0 + \frac{\Phi}{(k_N \cdot S_N) + (k_{KP} \cdot S_{KP}) + (L_{SH} \cdot k_{SH} \cdot \pi) + (L_{OH} \cdot k_{OH} \cdot \pi) + (L_{TH} \cdot k_{TH} \cdot \pi) + P_{CH1M}} \\ & = 20 + \frac{5005,21}{(22 \cdot 0,27) + (17,8 \cdot 1,449) + (8,1 \cdot 0,45 \cdot \pi) + (11,05 \cdot 0,38 \cdot \pi) + (14,45 \cdot 0,28 \cdot \pi) + (3,4 \cdot 0,27 \cdot \pi) + 80} \\ & \Delta t_{ustCH1} = 52,7 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

12.1.2 Ustálená teplota při zvýšeném zatížení vozidla.

Nejvyššímu tepelnému zatížení servořízení, je podle výrobce vozidlo vystaveno při tzv. přeběhovém testu, kdy je vozidlo statické a motor je držen v maximálních otáčkách.

Při tomto testu kapalina dosahuje ustálené teploty 100°C při teplotě okolí 12,5 °C, koeficient prostupu tepla při stojícím vozidle, volně obtékaném vzduchem volím.

$$k_{stat} = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro simulaci podmínek je nutné vypočítat ztrátový výkon, který těmto podmínkám měření odpovídá. Vzorec je uveden a popsán v kapitole č. 2.1, pouze je z něj vyjádřen ztrátový výkon.

$$P_{Ztest} = (t_{Tust} - t_o) \cdot k_T \cdot S_{C1} = (100 - 12,5) \cdot 10 \cdot 4,7 = 4112,5 \text{ W}$$

Výsledný výkon je sice nižší než při běžných provozních podmínkách, u stojícího vozidla je však značně sniženo množství odvedeného tepla systémem, což je důvod vysokých teplot při testu.

Ustálenou teplotu lze vypočítat podle vzorce, kdy za teplotu okolí dosadíme zvolenou teplotu, volím 20 °C. Místo součinu koeficientu prostupu tepla chladiče a plochy chladiče lze dosadit měrný výkon chladiče ve wattech.

$$\begin{aligned} \Delta t_{ustCH1} & = t_0 + \frac{P_{Ztest}}{(k_{stat} \cdot S_{C1}) + (k_{KP} \cdot S_{KP})} \\ \Delta t_{ustCH1} & = 20 + \frac{4112,5}{(10 \cdot 4,7) + 80} = 52 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Teplota by se tedy při tomto testu měla ustálit na 52 °C, což je teplota, která nepřesahuje doporučený rozsah teplot.

12.2 Vozidlo Tatra 8x8

Potřebný výkon chladiče je dán rozdílem ztrátového výkonu hydraulického systému a velikostí odvedeného tepla systémem při zvoleném teplotním spádu. Vzduchové chladiče jsou obvykle konstruovány pro teplotní spád 40 °C. Teplotní spád je označení pro rozdíl teploty kapaliny a teploty okolního vzduchu.

Postup výpočtu je stejný jako u vozidla 10x10

Teplo odvedené při teplotním spádu 40 °C

$$P_{S2} = 1454,4 \text{ W}$$

Ztrátový výkon systému servořízení

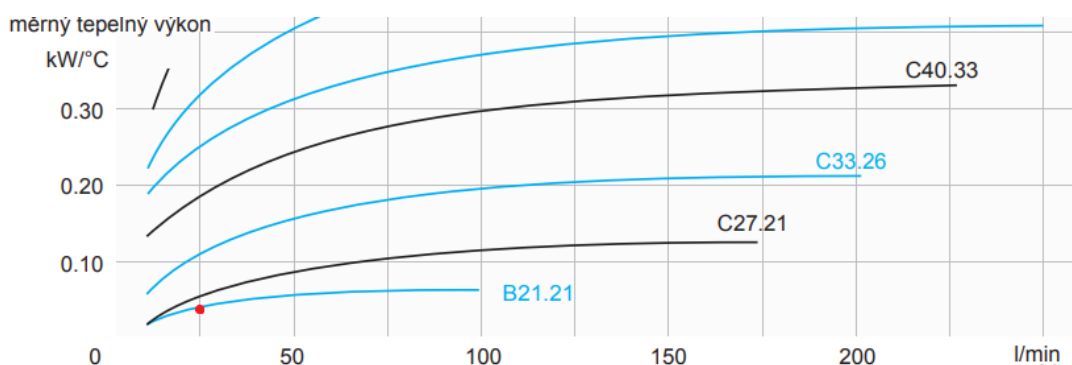
$$P_{ZC2} = 3053,2 \text{ W}$$

Potřebný chladicí výkon

$$P_{CH2} = P_{ZC2} - P_{S2} = 3053,2 - 1454,4 = 1598,8 \text{ W} \approx 1,6 \text{ kW}$$

Výpočet potřebného měrného chladicího výkonu

$$P_{CH2M} = \frac{P_{CH2}}{\Delta t} = \frac{1,6}{40} = 0,04 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}$$



Obr. 32 Výkonové křivky chladičů s vyznačeným bodem potřebného výkonu pro vozidlo 8x8

Podle výkonových křivek chladičů a potřebného měrného chladicího výkonu, připadá volba chladiče na velikost C27.21, tedy stejný chladič, který byl zvolen pro větší vozidlo. Opět bylo možné zvolit menší typ B21.21, ale u většího modelu bude určitá rezerva v chladicím výkonu, při zvýšení výkonu servořízení v těžkých podmínkách.

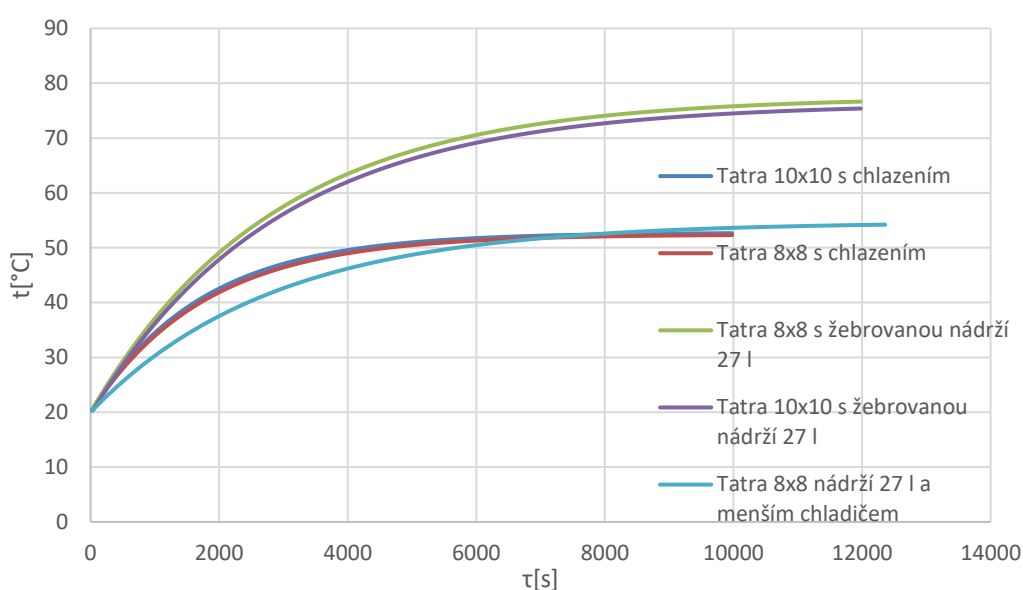
12.2.1 Výpočet ustálené teploty hydraulického obvodu vozidla 8x8 s chladičem

$$\Delta t_{ustCH2} = \frac{\Phi}{(k_{N2} \cdot S_{N2}) + (k_{KP} \cdot S_{KP}) + (L_{SH2} \cdot k_{SH} \cdot \pi) + (L_{OH2} \cdot k_{OH} \cdot \pi) + (L_{TH2} \cdot k_{TH} \cdot \pi) + (P_{CH2M})}$$

$$= 20 + \frac{5005,21}{(22 \cdot 0,27) + (17,8 \cdot 1,449) + (8,1 \cdot 0,45 \cdot \pi) + (11,05 \cdot 0,38 \cdot \pi) + (14,45 \cdot 0,28 \cdot \pi) + (3,4 \cdot 0,27 \cdot \pi) + 60}$$

$$\Delta t_{ustCH2} = 52,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Přehled průběhů teplot obvodu s chladičem v porovnání se zařazením větší nádrže



Obr. 33 Srovnání oteplovacích křivek pro různé varianty řešení

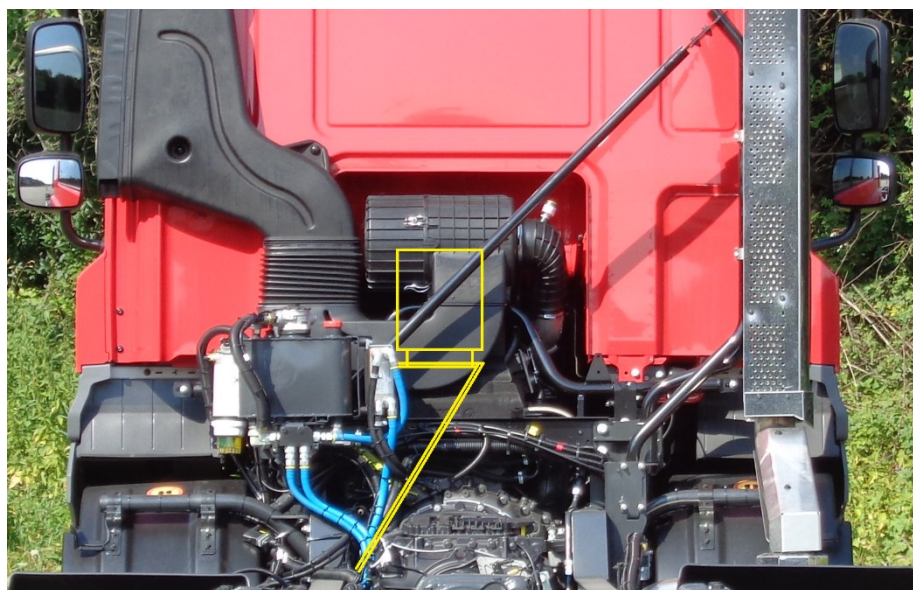
Podobnosti oteplovacích křivek u vozidel jsou víceméně náhodné. Nejpozvolnějšího teplotního nárůstu dosahuje vozidlo s žebrovanou nádrží o objemu 27 dm³, což je výhoda při krátkodobém nárůstu ztrátového výkonu řízení, nevýhodou je to však v zimě, kde bude pomalejší ohřev kapaliny na pracovní teplotu.

13 Návrh zástavby chladiče pro vůz Tatra 10x10

Umístění chladiče

Chladicí výkon každého vzduchového chladiče závisí na jeho umístění, pokud bychom chladič umístili například do prostoru motoru vozidla, vyšší okolní teplota vzduchu by výrazně snížila chladicí výkon chladiče, při umístění do prostoru nádrže paliva by zase došlo k rychlému zanesení chladiče prachem. Jediné vhodné místo pro chladič je za kabinou automobilu. V obrázku pod textem, je fotografie vozidla 10x10 s vyznačeným umístěním chladiče. V tomto místě by chladič měl dostatečný přívod vzduchu a byl by

dostatečně daleko od výfuku automobilu, ze kterého sálá horký vzduch. V neposlední řadě je snadné k tomuto místu přivést konstrukci uchycení chladiče. Konstrukce uchycení by měla být navržena tak, aby chladič nezasahoval do prostoru umístění korby nebo nářadí vozidla, jako jsou různé jeřáby.



Obr. 34 Umístění chladiče

Návrh konstrukce

Návrh konstrukce uchycení proběhlo ve spolupráci se zadávající firmou Tatra Trucks a.s. Konstrukce uchycení je vytvořena ze třech dílů, které jsou svařeny. Materiál konstrukce je ocel 11 523. Konstrukce je přišroubována k rámu vozidla pomocí šroubového spoje M18. Za technologický postup výroby odpovídá firma Tatra Trucks a.s. Výkres sestavy svařence je umístěn v příloze.



Obr. 35 Konstrukce uchycení chladiče

14 Závěr

Diplomová práce měla vyřešit problém chlazení nákladních automobilů TATRA 10x10 a 8x8 a přitom seznámit čtenáře s problematikou chlazení servořízení. Na úvod jsou přiblíženy prvky regulující teplotu hydraulického systému, je uvedeno rozdělení a smysl těchto prvků v obvodu, na tuto problematiku navazují základní informace o kapalinách používaných v hydraulických systémech, zejména z pohledu viskozity, a o nádržích pracovních kapalin, v závěrech kapitol je vždy vztažení těchto témat k servořízení nákladních vozidel.

Na to navazuje stručné vysvětlení základních fyzikálních veličin souvisejících s výpočtem tepelné bilance hydraulického obvodu. Jsou popsány výpočty těchto veličin a jejich smysl. Rozvedeny jsou vztahy pro výpočet ztrátových výkonů hydraulických prvků a možnosti určení koeficientu prostupu tepla. Ne všechny z těchto vztahů byly při výpočtech použity.

Dál se práce věnuje přiblížení předmětu práce, tedy hydraulickému obvodu servořízení, nejprve byl sepsán popis funkce obvodu, byla vytvořena hydraulická schémata servořízení a přiblíženo obvyklé řešení tohoto problému, tedy přehřívání servořízení nákladních automobilů, se kterým se potýká mnoho výrobců nákladních automobilů i výrobců servořízení pro těžká nákladní vozidla. Důležitou částí práce je přehled možností řešení chlazení servořízení.

Byly navrženy 4 alternativy nebo jejich kombinace, jak by výrobce mohl přistoupit ke snížení teploty obvodu, první nejjednodušší varianta, změna viskozity pracovní kapaliny neřeší problém vysokých teplot, pouze přispívá k optimalizaci za současného stavu s vodním chladičem. Druhá varianta, výměna hydrogenerátorů servořízení za hydrogenerátory s účinnější regulací naopak představuje velký zásah do složení obvodu a může být poměrně nákladná, tato výměna hydrogenerátorů má však některé další výhody kromě snížení tepelného výkonu obvodu, jako jsou snížení spotřeby paliva, snížení emisí vozidla a hluku, při výměně čerpadel už by obvod nevyžadoval chlazení, ale mohla by se snížit jeho spolehlivost, jelikož hydrogenerátory mají složitější regulaci a jsou na trhu poměrně krátce. Další možností je zvýšení ochlazovací schopnosti obvodu zvětšením nádrže ze 3 dm³, resp. 12 dm³ u vozidla 10x10 na 27 dm³ a přidáním žebrování nádrže, kdy by se zvýšil odvod tepla a teplota v systému by se za běžných podmínek pohybovala kolem 75 °C, což je teplota, která je pro použitou kapalinu HV46 mnohem příznivější, stejně jako pro všechny prvky systému. Tuto teplotu by bylo možné dále snížit použitím menšího vzduchového chladiče s chladicím výkonem asi 1,5 kW, který by společně s danou nádrží zaručil teploty do 60 °C.

Poslední variantou, na kterou byly zaměřeny téměř všechny výpočty, byl návrh chladiče, který by byl pouze vyměněn za současný vodní chladič. Při výpočtu bylo nahlíženo na každý prvek samostatně, což zvyšuje přesnost výpočtů, postup je však

poměrně dlouhý. Výhodou je však velká možnost změn parametrů výpočtu, a tedy simulace různých zatížení a stavů vozidla. Výpočty jsou obsaženy také v programu Excel, což slouží právě ke změnám parametrů a teoreticky můžou posloužit k výpočtu parametrů chladiče i pro jiné vozidla Tatra.

Teplota systému by se po zařazení vybraného chladiče do servořízení obou vozidel pohybovala kolem hodnoty 55 °C. Rozdíl mezi vozidly je pouze v zapojení a tedy ve výkonu chladiče, kdy jsou ke chladiči vozidla 10x10 připojena čerpadla předního i zadního řízení, zatímco u druhého logicky pouze přední okruh. V závěru práce byla navržena jednoduchá konstrukce uchycení chladiče na rám vozidla tak, aby byl zaručen předepsaný výkon chladiče.

Seznam literatury

- 1 - PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 2. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2015, 140 s. ISBN 978-80-248-3777-2
- 2 - BAROŠKA, Ján. *Hydrostatické mechanizmy*. Žilina: Hydropneutech, 2012. ISBN 978-80-970897-2-6.
- 3 - EXNER, Herbert, Ruth FREITAG, H. GEIS, P. SCHWAB, U. OSTENDORFF a M. REIK, KEMPF, Helmut, ed. *Hydraulics: basics principles and components*. 3rd edition / revision and editing H. Kempf. Würzburg: Bosch Rexroth AG, Drive & Control Academy, 2011. The hydraulics trainer, volume 1. ISBN 978-3-9814879-3-0.
- 4 - KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-1967-9.
- 5 - PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. *Hydraulická zařízení strojů* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <http://www.fs.vsb.cz/euprojekty/414/?ucebni-opory>
- 6 - Kapalina posilovače řízení: Jak ji vybrat a vyměnit. *Autodoc* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.autodoc.cz/info/kapalina-posilovace-rizeni-jak-ji-vybrat-a-vymenit>
- 7 - KADLEC, Zdeněk. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. V Ostravě: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. SPBI Spektrum. Červená řada, 61. ISBN 978-80-7385-061-6.
- 8 - Hydraulic Oil Reservoir. *MTD Otomotiv* [online]. [cit. 2020-05-2]. Dostupné z: <http://www.imtechnology.org/depo/mtd/ENG/Hydraulic.aspx>
- 9 - Vodní chladiče oleje / výměníky tepla. *Parker Hannifin Corp* [online]. [cit. 2020-05-2]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/chladice/vodni-chladice/>
- 10 - VAŠÍČEK, Ing. Emil. *Vyměníky tepla-nepřímé: Školní odborná škola Otrokovice* [online]. In: . s. 18 [cit. 2020-05-11]. ISSN 1805-4075. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3770693/>
- 11 - Princip tepelných výměníků. *Vymeniky-tepla* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.vymeniky-tepla.cz/princip/>
- 12 - Cooling_system. *Antriebstechnik2017* [online]. [cit. 2020-05-2]. Dostupné z: https://www.ktr.com/catalog/index.php?catalog=Cooling_systems#page_1
- 13 - *Imperial Power Steering Oil Cooler 241009* [online]. [cit. 2020-05-1]. Dostupné z: <https://shop.advanceautoparts.com/p/imperial-power-steering-oil-cooler-241009/19230069-P>

14 - Power Steering Fluid Reservoir Fits Volvo B10... *Simply Car Parts* [online]. [cit. 2020-05-2]. Dostupné z: <https://www.simplycarparts.co.uk/products/38150>

15 - *MOBIL ATF 220*. In: ExxonMobil Petroleum & Chemical BVBA, 2018. Dostupné také z: http://www.optilube.cz/download/MOBIL_ATF_220-msds.pdf

16 - Parker: *Vzduchové chladiče Parker* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/chladice/>

17 - *Solareconomic* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.solareconomic.cz/24V-2400W-topna-patrona-G-1-palce-38x-157mm-TF116-d1064.htm>

18 - Design and analysis of low cost Aerodynamic aids for heavy duty trucks using composite materials for fuel saving purposes and CO2 reduction. *University of Patras* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: https://nemertes.lis.upatras.gr/jspui/bitstream/10889/10551/1/Master%20Thesis_Antonis%20Biratsis.pdf

19 - Steering systems for commercial vehicles. *Bosch-mobility-solutions* [online]. [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/commercial-vehicles/steering-systems/hydraulic-and-electrohydraulic-steering-systems/>

Seznam příloh

Příloha 1 – UCHYCENÍ CHLADIČE